

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO

ITALO ROSA POLICENA

**ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA E ECONÔMICA DA UTILIZAÇÃO DE
BIOGÁS EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO PARA GERAÇÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

Santa Maria, RS
2019

ITALO ROSA POLICENA

**ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA E ECONÔMICA DA UTILIZAÇÃO DE
BIOGÁS EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO PARA GERAÇÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), como requisito para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia de Produção**.

Orientador: Prof. Mario Eduardo Santos Martins, PhD

Santa Maria, RS
2019

ITALO ROSA POLICENA

**ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA E ECONÔMICA DA UTILIZAÇÃO DE
BIOGÁS EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO PARA GERAÇÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), como requisito para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia de Produção.**

Aprovado em 21 de maio de 2019

Mario Eduardo Santos Martins, PhD. (UFSM)
(Presidente/Orientador)

Lober Hermany, Dr. (UNISC)

Macklini Dalla Nora, PhD (UFSM)

Santa Maria, RS
2019

AGRADECIMENTOS

A conclusão deste trabalho só foi possível através da compreensão, auxílio e dedicação de várias pessoas. Gostaria de manifestar aqui o meu agradecimento a todos que, de alguma forma, contribuíram para o desenvolvimento e conclusão deste estudo, e em especial agradeço:

- Ao meu orientador, Professor PhD Mario Eduardo Santos Martins, por toda a paciência, incentivo, empenho e confiança em mim depositada;

- À Universidade Federal de Santa Maria – UFSM, por disponibilizar os recursos e a estrutura física necessária.

- Agradeço pelo apoio e auxílio de todos os colegas e funcionários do Laboratório de Motores da UFSM e Grupo de pesquisa em Motores Combustíveis e Emissões – GPMOT;

- À Universidade de Santa Cruz do Sul – UNISC, por acreditar no meu potencial e conceder uma bolsa de afastamento e apoio com a estrutura física, desta forma permitindo o desenvolvimento do projeto de forma conjunta entre as duas universidades.

- À minha família, esposa Juliana Zinn Policena, meus pais Elenira e Jorge Policena e minha irmã Mairane Policena por todo apoio, companheirismo e compressão durante esta jornada;

- Aos meus amigos e colegas Cassio Denis de Oliveira, Luis Fernando de Oliveira e Rafael Vogt, pelo companheirismo e apoio durante essa jornada de 2 anos viajando para Santa Maria todas as semanas.

RESUMO

ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA E ECONÔMICA DA UTILIZAÇÃO DE BIOGÁS EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

AUTOR: Italo Rosa Policena

ORIENTADOR: Mario Eduardo Santos Martins

O crescimento da demanda energética e a segurança no fornecimento de energia tornaram-se um fator preocupante nas últimas décadas. O elevado custo dos combustíveis fósseis e a necessidade de se reduzir a emissão de gases de efeito estufa tornaram as fontes renováveis de energia atraentes na economia mundial. Neste contexto, a biomassa torna-se interessante, pois é a segunda maior fonte de energia renovável no Brasil e quando transformada em biocombustíveis pode possuir muitas características similares aos combustíveis fósseis. Este trabalho teve como objetivo analisar a viabilidade técnica e econômica dos métodos de combustão *dualfuel* por fumaça e *dualfuel* por reatividade controlada (RCCI) em motores de ignição por compressão, buscando a máxima substituição de diesel por biogás de origem animal e tendo como finalidade a geração de energia elétrica. Os resultados mostraram que não há penalidades com relação ao desempenho do motor. Os valores de substituição do diesel em termos energéticos foram superiores a 94% em cargas médias e altas, e superiores a 56% em cargas baixas. Com relação às eficiências de eixo, foram obtidos maiores valores em cargas médias e altas para os dois métodos de combustão, com poucas alterações em baixas cargas. Em relação a análise econômica constatou-se que a operação em modo *dualfuel* pode trazer uma economia 40% maior quando comparada a combustão convencional do diesel. Um estudo aplicado mostrou que uma pequena propriedade rural criadora de bovinos e suínos pode se tornar autossuficiente em termos de energia elétrica, tendo uma taxa interna de retorno mensal de 3,11% e retorno total do investimento em 27 meses, mostrando que combustão em modo *dualfuel* do biogás pode ser sim uma fonte de energia a baixo custo na agricultura.

Palavras-chave: Biogás; RCCI; Motores Diesel; Motores Otto.

ABSTRACT

AUTHOR: Italo Rosa Policena

ADVISOR: Mario Eduardo Santos Martins

Growth in energy demand and security of energy supply have become a concern in recent decades. The high cost of fossil fuels and the need to reduce the emission of greenhouse gases have made renewable energy sources attractive to the world economy. In this context, biomass becomes interesting, since it is the second largest source of renewable energy in Brazil and when converted to biofuels can have many characteristics similar to fossil fuels. The objective of this work was to analyze the technical and economic viability of the dualfuel combustion by fumigation and dualfuel by controlled reactivity (RCCI) methods in compression ignition engines, seeking the maximum substitution of diesel by biogas and having as purpose the generation of electric energy. The results showed that there are no penalties regarding the performance of the engine. Substitution values were higher than 94% at medium and high loads, and higher than 56% at low loads. Regarding the brake efficiencies, higher values were obtained in medium and high loads for the two combustion methods, with few changes in low loads. Regarding the economic analysis, the operation in dual-mode can bring a 40% greater economy when compared to the conventional diesel combustion. An applied study showed that a small rural bovine and pig farm can become self-sufficient in terms of electric energy, having a monthly internal rate of return of 3.11% and payback time in 27 months, showing that combustion in dual mode of biogas can be rather a source of energy at low cost in agriculture.

Keywords: Biogas; RCCI; Diesel Engines; Otto Engines.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Quatro tempos de um motor de combustão interna	21
Figura 2 - Princípio de operação de um dinamômetro	23
Figura 3 - Diagrama p-V de um motor SI 4 tempos naturalmente aspirado	24
Figura 4 - Diagrama típico de taxa de liberação de calor de um motor diesel.....	30
Figura 5 - Diagrama típico de liberação de calor.....	30
Figura 6 - Etapas metodológicas.....	51
Figura 7 - Esquema do motor experimental	52
Figura 8 - Motor de testes	52
Figura 9 - Primeiro esboço da base para testes em motores.....	54
Figura 10 - Coletor de admissão	56
Figura 11 - Processo de soldagem da estrutura e montagem dos coxins.....	59
Figura 12 - Finalização do suporte e preenchimento da caixa com concreto.....	60
Figura 13 - Estrutura metálica finalizada	60
Figura 14 - Pintura e testes de pré-montagem do motor.....	60
Figura 15 - Motobomba utilizada no sistema de arrefecimento.....	61
Figura 16 - Modificações na bomba de óleo do MB 1313	61
Figura 17 - Unidade de bombeamento de óleo finalizada.....	62
Figura 18 - Sistema de partida do motor	62
Figura 19 - Eixo cardan confeccionado sob medida para o motor	63
Figura 20 - Esquemático trocador de calor água/água.....	63
Figura 21 - Trocador de calor água/água instalado.....	64
Figura 22 - Resistência utilizada e reservatório construído em aço carbono	64
Figura 23 - Interface de controle	65
Figura 24 - Painel de comando	66
Figura 25 - Ambiente em <i>Labview</i>	66
Figura 26 - Aparato finalizado	67
Figura 27 - Came de acionamento da cremalheira	68
Figura 28 - Cremalheira em débito máximo e débito mínimo	68
Figura 29 - Eficiência indicada em função do ponto de injeção.....	69
Figura 30 - Eficiência de eixo em função do ponto de injeção	70
Figura 31 - Eficiências nas cargas 3,6 e 8 bar de IMEP.....	71
Figura 32 - Potências nas cargas 3,6 e 8 bar de IMEP	71

Figura 33 - Consumo específico ensaio <i>baseline</i>	72
Figura 34 - Duração da combustão para o ensaio <i>baseline</i>	72
Figura 35 - Pressão no cilindro e taxa de liberação de calor.....	73
Figura 36 - Fração da massa queimada (MFB).....	74
Figura 37 - Esquemático da injeção em <i>dualfuel</i> por fumegação e RCCI.....	75
Figura 38 - Eficiência e substituição obtidos em <i>dualfuel</i> por fumegação.....	76
Figura 39 - Eficiência e substituição obtidos em modo <i>dualfuel</i> RCCI.....	77
Figura 40 - Pressão no cilindro e taxa de liberação de calor.....	80
Figura 41 - Comparativo da MFB ensaios <i>dualfuel</i> e ensaio <i>baseline</i>	81
Figura 42 - Pressão no cilindro e taxa de liberação de calor.....	82
Figura 43 - Comparativo da MFB ensaios <i>dualfuel</i> e ensaio <i>baseline</i>	83
Figura 44 - Pressão no cilindro para o ensaio <i>dualfuel</i> e ensaio <i>baseline</i>	84
Figura 45 - Comparativo da MFB ensaios <i>dualfuel</i> e ensaio <i>baseline</i>	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Potencial energético de biogás através da bovinocultura	20
Tabela 2 - Potencial energético de biogás através da suinocultura	20
Tabela 3 - Especificações do motor de teste.....	53
Tabela 4 - Propriedades do diesel utilizado	55
Tabela 5 - Propriedades do biogás utilizado	55
Tabela 6 - Comparativo CA 10-90 entre os modos <i>baseline</i> , fumação e RCCI.....	78
Tabela 7 - Temperaturas de admissão e exaustão	79
Tabela 8 - Comparativo entre os consumos (Fumação e RCCI).....	79
Tabela 9 - Comparativo entre a operação <i>Dualfuel</i> e Otto	87
Tabela 10 - Custos totais envolvidos na produção do biogás	88
Tabela 11 - Estimativa de receita através do biogás da suinocultura.....	88
Tabela 12 - Estimativa de receita através do biogás da bovinocultura.....	89
Tabela 13 - Custos envolvidos na implementação do sistema.....	90

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 - Cálculo da Potência efetiva.....	22
Equação 2 - Cálculo da Eficiência mecânica.....	23
Equação 3 - Cálculo do Torque.....	24
Equação 4 - Cálculo da Potência.....	24
Equação 5 - Trabalho indicado por ciclo.....	25
Equação 6 - Cálculo do consumo específico.....	25
Equação 7 - Cálculo da Eficiência.....	25
Equação 8 - Pressão média efetiva indicada.....	26
Equação 9 - Pressão média efetiva de bombeamento.....	26
Equação 10 - Pressão média efetiva de eixo.....	26
Equação 11 - Pressão média efetiva de atrito.....	27
Equação 12 - Covariância da pressão média efetiva indicada.....	27
Equação 13 - Taxa de liberação de calor.....	29
Equação 14 - Variação na pressão em função da combustão.....	31
Equação 15 - Fração da massa queimada.....	31
Equação 16 - Equação de estado dos gases perfeitos.....	56

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABPA	Associação Brasileira de Proteína Animal
AEA	Associação Brasileira de Engenharia Automotiva
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ANP	Agência Nacional do Petróleo
APMI	Antes do Ponto Morto Inferior
APMS	Antes do Ponto Morto Superior
BMEP	Pressão Efetiva Média de Eixo (<i>Brake Mean Effective Pressure</i>)
BSFC	Consumo Específico de Eixo (<i>Brake Specific Fuel Consumption</i>)
CCB	Combustão convencional biodiesel
CDC	Combustão convencional diesel
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
CH ₄	Metano
CHRR	Liberação de Calor Cumulativa (<i>Cumulative Heat Release Rate</i>)
CI	Ignição por Compressão (<i>Compression Ignition</i>)
D MDF	Modo Duplo - Duplo Combustível (<i>Dual Mode - Dual Fuel</i>)
DPMI	Depois do Ponto Morto Inferior
DPMS	Depois do Ponto Morto Superior
EGR	Gases de Escape Recirculados (<i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ETEs	Estações de Tratamento de Esgoto
GEE	Gases de Efeito Estufa (<i>Greenhouse Gases</i>)
GNV	Gás Natural Veicular
HC	Hidrocarbonetos
HRR	Taxa de Liberação de Calor (<i>Rate Of Heat Release</i>)
HCCI	Ignição por Compressão de Carga Homogênea (<i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>)
H ₂	Hidrogênio
H ₂ S	Ácido Sulfídrico
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis
IMEP	Pressão Média Efetiva (<i>Indicated Mean Effective Pressure</i>)
MFB	Fração da Massa Queimada (<i>Mass Fraction Burned</i>)
MCI	Motores de Combustão Interna
MCIDADES	Ministério das Cidades
MCTI	Ministério da Ciência, Tecnologia, Inovações e Comunicações
MDA	Ministério do Desenvolvimento Agrário
MMA	Ministério do Meio Ambiente
MME	Ministério de Minas e Energia
MRE	Ministério das Relações Exteriores
MP	Material Particulado
MTB	Mínimo avanço para o melhor torque (<i>Minimum advanced for best torque</i>)

NO _x	Óxido de Nitrogênio
ONU	Organização das Nações Unidas
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
PMS	Ponto Morto Superior
PMI	Ponto Morto Inferior
PRR	Taxa de Aumento de Pressão (<i>Rate Of Pressure Rise</i>)
RCCI	Ignição por Compressão de Reatividade Controlada (<i>Reactivity Controlled Compression Ignition</i>)
SI	Ignição por Centelha (<i>Spark Ignition</i>)
SRC	Redução catalítica seletiva (<i>Selective Catalytic Reduction</i>)
TBC	Revestimento de Barreira Térmica (<i>Thermal Barrier Coating</i>)
WHVC	Ciclo Mundial Harmonizado de Veículos (<i>World Harmonized Vehicle Cycle</i>)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.2	OBJETIVOS	12
1.2.1	Objetivo geral	12
1.2.2	Objetivos específicos	12
1.3	JUSTIFICATIVA	12
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.2	BIOGÁS.....	15
2.2.1	O processo da decomposição	16
2.2.2	Decomposição anaeróbica	16
2.2.3	Características do biogás em comparação ao diesel	17
2.3	PANORAMAS DA UTILIZAÇÃO DO BIOGÁS NO BRASIL E SEU POTENCIAL ENERGÉTICO.....	18
2.4	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.....	20
2.5	PARÂMETROS DE OPERAÇÃO EM MOTORES	22
2.5.1	Torque e Potência de Eixo	23
2.5.2	Trabalho indicado por ciclo	24
2.5.3	Consumo específico	25
2.5.4	Eficiência Indicada e Eficiência de Eixo	25
2.5.5	Pressão média efetiva indicada (IMEP)	26
2.5.6	Pressão média efetiva de bombeamento (PMEP)	26
2.5.7	Pressão média efetiva de eixo (BMEP)	26
2.5.8	Pressão média efetiva de atrito (FMEP)	27
2.5.9	Mínimo avanço de injeção/ignição para o melhor torque (MBT)	27
2.5.10	Variabilidade cíclica da IMEP (COV_{IMEP})	27
2.5.11	Análise dos dados de pressão no cilindro	28
2.5.12	Análise da taxa de liberação de calor	28
2.5.13	Fração da massa queimada	31
2.6	NOVOS MÉTODOS DE COMBUSTÃO EM MOTORES	31
2.6.1	Estratégias de combustão a baixa temperatura (LTC)	32
2.6.2	Ignição por Compressão de Reatividade Controlada (RCCI)	33
2.6.3	Combustão por fumegação	34
2.6.4	Biogás em motores de ignição por centelha	35
2.6.5	Biogás em motores ciclo diesel operando em <i>dualfuel</i>	37
2.6.6	A combustão RCCI na mobilidade	41
2.7	BIOMETANO EM SUBSTITUIÇÃO AO GÁS NATURAL.....	44
2.8	PROGRAMAS DE INCENTIVO AOS BIOCOMBUSTÍVEIS E TECNOLOGIAS RENOVÁVEIS PARA A MOBILIDADE URBANA NO BRASIL.....	45
2.8.1	RenovaBio	46
2.8.2	Programa brasileiro de combustíveis, tecnologias veiculares e emissões	47
2.8.3	Projeto “Mobilidade a Biometano”	48
3	MATERIAIS E MÉTODOS	49
3.1	CLASSIFICAÇÃO DA PESQUISA.....	50
3.2	FLUXOGRAMA DE DESENVOLVIMENTO.....	50
3.3	MATERIAIS UTILIZADOS	51
3.3.1	Esquema do aparato experimental	51

3.3.2	Motor de teste	52
3.3.3	Aparato experimental	53
3.3.4	Combustíveis de teste	54
3.3.5	Injeção do Biogás	55
3.3.6	Produção do Biogás Sintético	56
3.3.7	Condições de teste	57
3.3.8	Medição do consumo de combustível	58
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	59
4.1	CONSTRUÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL	59
4.1.1	Estrutura metálica para fixação do motor	59
4.1.2	Sistemas arrefecimento e lubrificação	61
4.1.3	Sistema de transmissão e partida do motor	62
4.1.4	Arrefecimento e Aquecimento do motor	63
4.1.5	Interface de controle	65
4.1.6	Finalização do aparato de testes	66
4.2	MAPA DE OPERAÇÃO DO MOTOR (DIESEL)	67
4.2.1	Escolha do ponto mais eficiente em CDC (Ensaio <i>Baseline</i>)	70
4.3	ENSAIOS EM <i>DUALFUEL</i> (Fumegação e RCCI)	75
4.4	ANÁLISE ECONÔMICA	86
4.4.1	Conversão da energia química em energia elétrica	87
4.4.2	Custos totais envolvidos na implementação	89
4.4.3	Custos anualizados e <i>Payback Time</i>	91
5	CONCLUSÕES	92
5.1	DIFICULDADES ENCONTRADAS E PROPOSIÇÃO DE TRABALHOS FUTUROS	94
5.2	PUBLICAÇÕES REFERENTE AO ESTUDO	94
	REFERÊNCIAS	96

1 INTRODUÇÃO

Segundo a Organização das Nações Unidas (2015), estima-se que a população mundial atingirá a marca de 8,5 bilhões de pessoas no ano de 2030. O Brasil contabiliza hoje cerca de 208 milhões habitantes e estima-se que alcançará 228 milhões habitantes em 2030. Com isso, a produção de resíduos e efluentes para tratamento apresentará um aumento considerável.

No Brasil a capacidade de produção de energia através da biomassa é de apenas 8,73% da produção total de energia (173.001 MW), sendo que destes, somente 3,3 % são provenientes de resíduos animais. Considerando a elevada concentração da população brasileira em grandes centros urbanos e a expressiva produção agropecuária e agroindustrial, a sua produção a partir dessa fonte tem um grande potencial a ser explorado (ANEEL, 2018).

O biogás é produto da digestão anaeróbia e tem em sua composição básica o metano (CH_4), dióxido de carbono (CO_2) e sulfeto de hidrogênio (H_2S). A digestão anaeróbia é parte do processo onde bactérias atacam as estruturas da matéria orgânica para produzir compostos como metano, dióxido de carbono e água, formando assim o biogás, isto é feito através de um equipamento conhecido como biodigestor (STARR et. al. 2012).

O biogás produzido pode ser queimado diretamente para obtenção de energia térmica ou convertido em energia mecânica através da combustão em motores. Os motores de combustão interna há muito tempo desempenham um papel indispensável em nossas vidas, devido à ampla gama de aplicações. Os dois tipos mais comuns de motores de combustão interna são motores de ignição por centelha (SI) e motores de ignição por compressão (CI). Os motores CI são amplamente utilizados devido a sua grande eficiência térmica, pois operam com maiores razões de compressão, maior eficiência volumétrica e maior razão ar-combustível relativa. Possuem um baixo consumo de combustíveis e baixas emissões de hidrocarbonetos (HC), monóxido de carbono (CO) em relação aos motores SI. No entanto, os principais desafios para motores de CI são níveis relativamente altos de partículas (MP) e óxidos de nitrogênio (NO_x). Nos últimos anos, os regulamentos para as emissões de MP e NO_x dos motores a Diesel se fortaleceram, e com isto várias novas soluções foram propostas. A ignição por compressão controlada por reatividade (RCCI) é uma das estratégias de combustão recentemente desenvolvida para uso em motores de CI que demonstraram

produzir altas eficiências térmicas e, simultaneamente, baixas emissões de MP e NO_x. A combustão RCCI emprega a mistura de dois combustíveis com propriedades de autoignição distintas, com intuito de criar uma distribuição ideal de reatividade do combustível na câmara de combustão, como exemplo destas misturas tem-se: gasolina-diesel, etanol-diesel, biogás-diesel, entre outras. Por estas razões, os biocombustíveis líquidos e gasosos foram sujeitos a intensivos trabalhos de pesquisa em todo o mundo, pois são combustíveis alternativos e bastante atraentes (YOON e LEE, 2011; FANG, 2016).

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Analisar a viabilidade técnica e econômica da aplicação do biogás em motores de ignição por compressão para geração de energia elétrica com operação em modo *dualfuel*.

1.2.2 Objetivos específicos

- a. Montagem de um *aparato* experimental utilizando motor Diesel, dinamômetro controle e instrumentação necessária para os testes;
- b. Analisar as características de desempenho como torque, potência, eficiência e consumo, buscando a máxima substituição de diesel por biogás;
- c. Analisar economicamente a operação de motogeradores em modo *dualfuel* por fumação e *dualfuel* RCCI em propriedades rurais;
- d. Verificar os pontos positivos e negativos da combustão *dualfuel* comparado a combustão convencional diesel (CDC) e propor possíveis soluções para um melhor aproveitamento dos recursos energéticos de forma sustentável.

1.3 JUSTIFICATIVA

O crescimento econômico tem alavancado a quantidade de recursos naturais utilizados globalmente e tem contribuído para o rápido aumento das emissões de gases de efeito estufa. A utilização dos recursos globais triplicou nas últimas quatro

décadas, isso inclui a biomassa, combustíveis fósseis e minérios. No mesmo período, o consumo mundial de energia passou de 224 EJ para 597 EJ, enquanto as emissões de CO₂ aumentaram de 20,1 bilhões de toneladas para 32,3 bilhões de toneladas (SCHANDL et al., 2016; STEINBERGER et al., 2010; IEA, 2014).

O alto custo, a limitação dos combustíveis fósseis e a necessidade de se reduzir a emissão de gases de efeito estufa, tornaram as fontes renováveis de energia um objeto atraente nas economias mundiais. Neste contexto a energia proveniente da biomassa é renovável, sustentável e quando transformada em biocombustíveis pode possuir muitas características similares aos combustíveis fósseis. A biomassa pode ser queimada diretamente para obter energia ou pode ser convertida em biocombustíveis líquidos ou gasosos. Os biocombustíveis podem ser transportados ou armazenados, permitindo a geração de calor e energia para as mais variadas aplicações. Estas vantagens são responsáveis pelo papel importante que a biomassa espera desempenhar nos cenários energéticos futuros (ELLABBAN et al., 2014).

A biomassa pode ser uma das maiores fontes de energia disponíveis nas áreas rurais e agroindustriais, tal encontra-se na forma de resíduos vegetais e animais, como resto de colheita, esterco de animais e efluentes agroindustriais. Os resíduos podem ser utilizados pelo produtor rural ou na agroindústria para a queima direta, visando à produção de calor ou à produção de biogás em biodigestores. A produção de suínos gera grande quantidade de dejetos, causando muitos problemas ao meio ambiente, que quando não tratados produzem quantidade relevante de metano (AVACI et al., 2013).

No que diz respeito à composição, a biomassa é basicamente uma mistura de matéria orgânica e uma pequena parcela de matéria inorgânica, incluindo as fases, sólida e líquida. A diversidade dos resíduos que compõem a biomassa tem um impacto direto no projeto da máquina que fará a conversão em eletricidade, tornando-se essencial caracterizá-los completamente. Considera-se necessário investigar mais detalhadamente a caracterização da biomassa utilizada para fins energéticos, uma vez que se conhece menos sobre este combustível em relação os combustíveis fósseis, como o carvão por exemplo (RUIZ et al., 2013; VASSILEV et al., 2012).

O biogás é um combustível proveniente da biomassa e pode ser utilizado como um combustível alternativo em motores de combustão interna. O biogás produzido a partir de resíduos orgânicos pode ser uma das fontes de energia mais importantes do futuro, sendo um combustível altamente adequado para a combustão *dualfuel* devido

as altas temperaturas de autoignição, comparado ao diesel (NGES et al., 2012; YILMAZ E GUMUS, 2017).

O biogás é uma alternativa de combustível renovável que pode ser produzido em zonas rurais, favorecendo a utilização em grupos geradores e provendo energia elétrica em regiões de difícil acesso. Outro ponto que justifica este estudo é o fato de que a maioria dos geradores a biogás existente no Brasil, são de ciclo Otto adaptados para o uso do biogás, e não desenvolvidos e estudados especificamente para utilização deste combustível, o que pode tornar estes motores pouco eficientes. As condições de operação e a utilização de um combustível renovável para obtenção de energia elétrica são os fatores que incentivam a realização de novos estudos nesta área (MACHADO, 2014).

Analisando o rebanho brasileiro, dados do IBGE (2017) mostram que o abate de suínos teve um crescimento de cerca de 50% em um período de 10 anos (2006-2016). Sendo assim a disponibilidade atual e a perspectiva de crescimento do setor tornam a produção de biogás a partir desta fonte uma realidade bastante promissora.

A recente busca para substituir os combustíveis fósseis por fontes de energia renováveis e sustentáveis aumentou o interesse na utilização do biogás. Esta preocupação ganha ainda mais força em virtude do aquecimento global, causado pela queima de combustíveis fósseis convencionais, segurança energética e alto custo do petróleo bruto. O biogás é composto basicamente de metano e dióxido de carbono com alguns outros gases em pequenas proporções. O metano, se lançado diretamente na atmosfera tem potencial de impacto de efeito estufa 21 vezes maior que o CO₂ (SHRESTHA e NARAYANAN, 2008).

De posse das informações e argumentos citados pelos autores acima, fundamenta-se a necessidade de pesquisas que busquem soluções, e permitam a utilização dos recursos de forma mais sustentável, sempre buscando a preservação do meio ambiente, a economia de energia, a gestão correta dos resíduos e a diminuição das emissões de poluentes. A produção do biogás pode ser uma fonte de geração de energia elétrica a baixo custo através da agricultura, podendo ainda trazer outras fontes de renda através dos biofertilizantes. Desta forma, a proposta contida nesse projeto pode desenvolver a capacidade de compreender e gerenciar as tecnologias importantes para o futuro no contexto da sustentabilidade.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão abordados os conceitos fundamentais para o embasamento e desenvolvimento da pesquisa. Considerando o objetivo principal, mostrou-se essencial conceituar o biogás, item 2.1 e fazer uma revisão acerca do panorama da utilização do biogás e o potencial energético brasileiro, item 2.2. O item 2.2 evidencia a baixa capacidade instalada atualmente em relação ao potencial total da matriz energética brasileira, bem como o potencial energético de geração de biogás a partir da bovinocultura e da suinocultura, analisando os volumes de produção em função da carga de matéria orgânica produzida diariamente pelos animais. Como os testes propostos são experimentais e foram executados em um motor de combustão interna a diesel, o item 2.3 traz uma breve revisão sobre motores térmicos e é complementado pelo item 2.4, que revisa os parâmetros de operação em motores de combustão interna, parâmetros estes que foram utilizados para avaliar os resultados experimentais propostos para este estudo. O item 2.5 aborda os formatos de combustão convencional e os modos de combustão *dualfuel*, já o 2.6 os novos métodos de combustão a baixa temperatura. No item 2.7 são abordadas as possibilidades de substituição do gás natural pelo biometano. Já o item 2.8 traz uma revisão sobre os programas de incentivo ao uso de biocombustíveis e as tecnologias renováveis para a mobilidade urbana no Brasil.

2.2 BIOGÁS

O biogás é uma mistura de gases resultante do processo de degradação da matéria orgânica na ausência de oxigênio, ou seja, em um processo anaeróbio. Os principais componentes desta mistura são o metano e o dióxido de carbono, que variam de acordo com a origem do resíduo. Dentre as fontes de biogás, estão os dejetos de animais, resíduos urbanos e industriais, resíduos da produção de açúcar, entre outros (ABILOGAS, 2018; CIBIOGÁS, 2018).

A digestão anaeróbica é conhecida como a degradação de compostos orgânicos que os transforma em substâncias simples, isso é feito através de microrganismos, na ausência de oxigênio, tendo como resultado a liberação de biogás (LI et al., 2014; CHRISTY, GOPINATH, e DIVYA, 2014).

A digestão anaeróbica é considerada uma tecnologia adequada para tratar os resíduos sólidos e águas residuais, resíduos estes que tem sido considerados como desperdício para a tecnologia de geração de energia através de fontes renováveis. A produção de biogás por digestão anaeróbica oferece vantagens significativas em relação a outras formas de produção de bioenergia e foi avaliada como uma das tecnologias mais eficientes e benéficas ao meio ambiente em relação a produção de bioenergia. Os regulamentos cada vez mais apertados no que tange as emissões, impostos sobre o carbono emitido e subsídios à energia da biomassa está tornando a digestão anaeróbica uma tecnologia mais atraente e competitiva para a gestão de resíduos (PARAWIRA, 2004).

2.2.1 O processo da decomposição

A decomposição é um processo complexo e contínuo pelo qual a estrutura orgânica do material biológico é reduzida à sua forma mineral. É caracterizada por processos físicos e biológicos, incluindo respiração biológica, lixiviação (solubilização de metais através da oxidação de sulfetos metálicos) e fragmentação (HARMON et al., 1986; GOLLADAY e WABSTER, 1988)

Os fatores que influenciam no processo são as condições do local (temperatura, umidade e concentração de O_2 / CO_2) e qualidade do substrato. A decomposição pode ser dividida em decomposição abiótica e biótica. Decomposição abiótica significa degradação de uma substância por processos químicos ou físicos. Decomposição biótica significa a decomposição metabólica de materiais em componentes mais simples através de organismos vivos, como como bactérias, fungos e protozoários. Na decomposição tem-se como produtos o dióxido de carbono (CO_2), energia, água, nutrientes de plantas e compostos de carbono orgânico resintetizados. Esta decomposição por microrganismos ocorre em condições aeróbicas ou anaeróbicas (CHRISTY, GOPINATH, e DIVYA, 2014).

2.2.2 Decomposição anaeróbica

A decomposição anaeróbica é um processo que ocorre na ausência de oxigênio, pelo qual uma mistura de microrganismos transforma materiais orgânicos em biogás, nutrientes e matéria celular adicional. O biogás bruto consiste tipicamente

de metano, dióxido de carbono, vapor de água e uma pequena parcela de sulfeto de hidrogênio. O biogás é um gás inodoro e incolor, sua queima produz uma chama azul clara semelhante à do gás GLP. Esse processo ocorre de forma natural em ambientes como pântanos, lagoas, lagos, fontes termais, aterros sanitários, digestores de esgoto, oceanos e intestinos de seres humanos e animais (DUGBA e ZHANG, 1999; ISSAZADEH, 2013).

A digestão anaeróbica tem a capacidade de estabilizar a matéria orgânica nos sólidos das águas residuais, reduzir os patógenos e diminuir os sólidos totais, convertendo parte da fração de sólidos voláteis em biogás. Esse processo também resulta em um produto contendo sólidos estabilizados e alguns nutrientes, como nitrogênio amoniacal (muito usado como fertilizante). A aplicação do processo de tratamento anaeróbico na gestão de resíduos inclui fossas sépticas, digestores de lodo, tratamento de águas residuais industriais, tratamento de águas residuais municipais, gestão de resíduos perigosos e gestão de resíduos agrícolas. Grande parte da fermentação usada industrialmente para produzir alimentos e bebidas, assim como a fermentação caseira, usa digestão anaeróbica. A silagem é produzida por digestão anaeróbica. Vários fatores, como o potencial de biogás de matéria-prima, design de biodigestor, natureza do substrato, pH, temperatura, taxa de carga, tempo de retenção hidráulica, razão de nitrogênio de carbono, tem influência na produção de biogás (CHRISTY, GOPINATH, e DIVYA, 2014).

A digestão anaeróbica pode ser realizada como um processo em batelada ou um processo contínuo. No sistema de batelada, a biomassa é adicionada ao biodigestor no início do processo, enquanto em processos contínuos de digestão, a biomassa é constantemente adicionada ao biodigestor (PALHARES, 2008).

2.2.3 Características do biogás em comparação ao diesel

Em geral os combustíveis gasosos são amplamente utilizados nos motores de combustão interna devido a sua capacidade de formar uma mistura homogênea com o ar, além de ter amplos limites de inflamabilidade e as altas temperaturas de autoignição, as quais permitem que os motores operem com altas razões de compressão e misturas mais pobres. O biogás pode ser uma boa alternativa para a geração de energia em áreas rurais, pois pode ser produzido próximo aos pontos de consumo. O biogás contém cerca de 65% de metano (CH_4), e o restante é

principalmente dióxido de carbono (CO_2). A presença de dióxido de carbono no biogás pode ajudar a reduzir as emissões de NO_x , porém uma alta proporção deste diluente pode afetar adversamente a qualidade de combustão do metano, podendo levar a diminuição da temperatura e da velocidade de propagação da chama do biogás o que leva à instabilidade da combustão. Ainda, a temperatura de autoignição é alta (aprox. $696\text{ }^\circ\text{C}$) quando comparado ao diesel (aprox. $225\text{ }^\circ\text{C}$), os limites de inflamabilidade são estreitos e a velocidade da chama é baixa. Tais propriedades dificultam seu uso em motores de ignição por compressão nos formatos convencionais, mas podem ser uma boa alternativa quando utilizado em modo *dualfuel* (NATHAN et al., 2010; PARK et al., 2011; WANG et al., 2016).

Pesquisas recentes mostram que as propriedades físico-químicas dos combustíveis provenientes da biomassa têm grande influência no desempenho do motor e suas emissões. O biogás vem recebendo grande atenção dos pesquisadores, pois é um combustível que tem um custo baixo de preparação e uma ampla fonte de matéria prima. Uma das formas de combustão que vem sendo pesquisada recentemente é a aplicação de biogás em motores de ignição por compressão sob diferentes modos de combustão, como HCCI e RCCI (DIVYA et al., 2014; FANG et al., 2016; KOZARAC, et al., 2016; RAKOPOULOS et al., 2015).

2.3 PANORAMAS DA UTILIZAÇÃO DO BIOGÁS NO BRASIL E SEU POTENCIAL ENERGÉTICO

Segundo ROSSETO et al (2014), as buscas por fontes alternativas de energia, assim como a redução da poluição e a sustentabilidade nos processos de produção, surgem como uma nova perspectiva sobre a produção de fontes de energia a partir do biogás, que tem um grande potencial energético e ainda é pouco explorado no Brasil.

O aproveitamento do biogás no Brasil ainda é pequeno, conta com 135 MWh de capacidade instalada, onde apenas 4,5 MWh são provenientes de resíduos animais, o restante ocorre através dos resíduos sólidos urbanos (ANEEL., 2018).

O Brasil é o quarto maior produtor de carne suína do mundo, colocando a suinocultura como destaque no agronegócio nacional, promovendo assim o crescimento dos alertas de entidades oficiais e organizações de proteção ambiental quanto aos danos causados pelo modelo de suinocultura intensiva ao ambiente

natural. Com a intensificação da produção e a adoção do regime de confinamento ocorre o aumento do volume de dejetos produzidos, destacando-se como fonte poluidora dos solos e dos recursos hídricos. Para as propriedades geram-se fortes odores, havendo a necessidade de armazenamento e transporte adequado dos grandes volumes de dejetos (GOMES et al., 2014).

Segundo a Associação Brasileira de Proteína Animal (ABPA), no ano de 2015 o abate de suínos foi o maior já registrado, atingindo 39,26 milhões de cabeças e 3,43 milhões de toneladas. Os números representam um aumento de 5,7% no número de animais abatidos e 7,4% no peso total das carcaças quando comparado ao ano anterior.

Um levantamento da Associação Brasileira de Biogás e Biometano (ABIOGÁS) no ano de 2017 relata que o Brasil tem capacidade de produção de 28,5 bilhões de m³/ano de biogás, isso pode representar uma geração entre 165 a 233 milhões de MWh dependendo da origem do biogás. Desse volume, a maior parte, ou 20,5 bilhões são originados do setor sucroenergético, 5,5 bilhões de m³ da produção de alimentos e outros 2,5 bilhões de m³ derivam do saneamento básico. Segundo o presidente da associação, esse volume equivale a cerca de 25% da disponibilidade de energia no país ou a 73% do gás natural do país.

Dados do Clbiogás (2016), mostram que há casos em locais de produção de proteína animal, como às margens da Usina de Itaipu, no oeste do Paraná, onde abatedouros de frango tem no biometano fonte para atender a toda sua demanda por Energia em substituição a outras fontes, entre elas a madeira para o aquecimento dos animais.

O volume de esterco produzido pelos animais varia de acordo com a quantidade, tipo de alimentação, período do ano e regime de confinamento. Os valores médios segundo (SALOMON, 2007 e COELHO et al, 2008) variam entre 10 e 15 kg de esterco por dia para os bovinos e 2,3 a 2,5 kg por dia para os suínos.

Em relação a energia térmica o poder calorífico do biogás varia entre 21 a 29 MJ/m³ (5,8 a 8,2 kWh/m³) (BLEY, 2015).

Segundo Oliver et al. (2008), cada kg de esterco bovino tem a capacidade de gerar de 0,04 a 0,049 m³ de biogás, o que representa uma média diária de 0,56 m³ para cada animal. Já para os suínos, cada kg de dejetos pode gerar de 0,075 a 0,089 m³, o que representa uma média diária de 0,2 m³ por animal.

Em valores energéticos a bovinocultura pode gerar através do biogás de 0,26 a 0,37 kWh para cada kg de esterco. Já a suinocultura pode gerar de 0,47 a 0,67 kWh para cada kg de esterco.

Através destes dados é possível estimar o potencial energético de um determinado rebanho. As tabelas 1 e 2 demonstram o potencial energético de produção de biogás em (kWh/dia), para um rebanho de 20 a 100 bovinos e suínos respectivamente.

Tabela 1 - Potencial energético de biogás através da bovinocultura

Número de animais	Produção de esterco/dia [kg]	Volume de biogás [m ³ /dia]	Potencial energético de biogás [kWh/dia]	Espaço para confinamento [m ²]
20	250	11,2	78,4	120
40	500	22,4	156,8	240
60	750	33,6	235,2	360
80	1000	44,8	316,3	480
100	1250	56	392	600

Fonte: (AUTOR., 2019; ALVIM et al., 2005).

Tabela 2 - Potencial energético de biogás através da suinocultura

Número de animais	Produção de esterco/dia [kg]	Volume de biogás [m ³ /dia]	Potencial energético de biogás [kWh/dia]	Espaço para confinamento [m ²]
20	48	4	28	14
40	96	8	56	28
60	144	12	84	42
80	192	16	112	56
100	240	20	140	70

Fonte: (AUTOR., 2019; FAVERO et al., 2003).

2.4 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

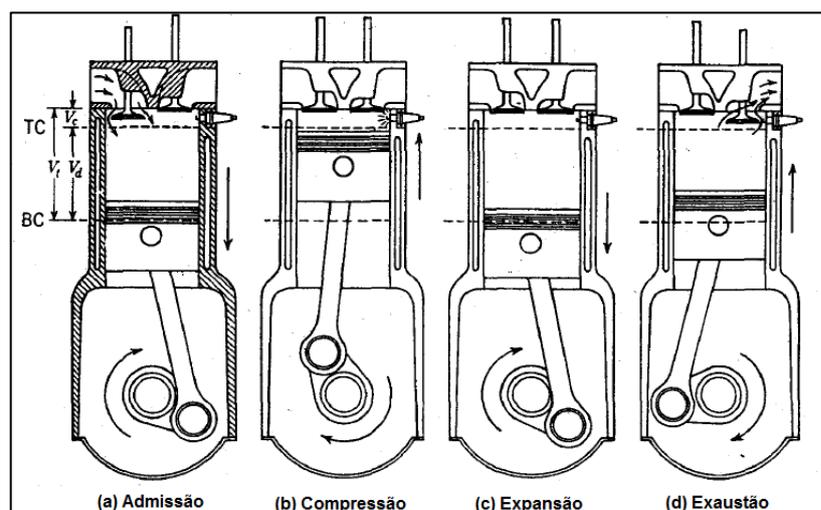
Os motores térmicos são máquinas que permitem transformar calor em trabalho, onde o calor pode ser obtido pela queima de um combustível e o trabalho é obtido através de processos realizados em uma substância chamada de fluido ativo. Nos motores térmicos o fluido ativo é formado pela mistura ar e combustível na entrada do volume de controle e produtos de combustão na saída (BRUNETTI, 2012).

Nos motores de combustão interna o fluido de trabalho consiste nos produtos da combustão da mistura ar-combustível propriamente dita. Nos motores de combustão interna, como o fluido de trabalho não passa por um ciclo termodinâmico completo, pode-se dizer que este tipo de motor opera segundo um ciclo aberto, mas para estudo e análise utilizam-se ciclos ideais fechados que se assemelham nos processos. Uma aproximação bastante usual para estes tipos de motores é o ciclo padrão de ar. Como exemplos de ciclos padrões de ar têm-se: ciclo padrão de Carnot, ciclo padrão de Diesel e o ciclo padrão de Otto (TAYLOR, 1988).

Segundo Moran e Shapiro (2013), uma das formas de classificação dos motores alternativos é segundo a forma que ocorre o processo de ignição, podendo esta ser ignição por centelha ou ignição por compressão. No motor com ignição por centelha, uma mistura de combustível e ar é inflamada por uma centelha gerada através de uma vela de ignição. No motor com ignição por compressão, o ar é comprimido até uma pressão e temperatura elevada, suficiente para que a combustão espontânea ocorra quando o combustível for injetado.

Em um motor de combustão interna de quatro tempos, o pistão executa quatro cursos distintos dentro do cilindro para cada duas rotações do eixo de manivelas, como pode ser visualizado na figura 1.

Figura 1 - Quatro tempos de um motor de combustão interna



Fonte: Adaptado de Heywood, (1988).

- a. Com a válvula de admissão aberta, o pistão inicia o curso de admissão quando aspira uma carga fresca para dentro do cilindro. No caso de motores com ignição por centelha, a carga pode ser uma mistura de ar e combustível ou somente ar nos casos dos motores de injeção direta. Para motores com ignição por compressão a carga é somente ar;
- b. Com as válvulas de admissão e escape fechadas, o pistão inicia o curso de compressão, elevando a temperatura e a pressão da carga. Esta fase exige fornecimento de trabalho do pistão para o conteúdo do cilindro. Inicia-se então um processo de combustão, que resulta em uma mistura gasosa de alta pressão e alta temperatura. A combustão é induzida através da vela, próxima ao final do curso de compressão nos motores com ignição por centelha. Nos motores com ignição por compressão, a combustão é iniciada pela injeção de combustível no ar quente comprimido, começando próximo ao final do curso de compressão e continuando através da primeira etapa da expansão;
- c. Um curso de potência vem em seguida ao curso de compressão, durante o qual a mistura gasosa se expande e é realizado trabalho sobre o pistão à medida que este retorna ao ponto morto inferior;
- d. O pistão então executa um curso de escape no qual os gases queimados são expulsos do cilindro através da válvula de escape aberta.

2.5 PARÂMETROS DE OPERAÇÃO EM MOTORES

Nos motores de combustão interna a energia térmica que é convertida em potência é chamada de potência indicada, e esta por sua vez movimenta o pistão que transmite o movimento de rotação ao virabrequim. Nesta transmissão, parte da energia é gasta para vencer o atrito dos mancais, êmbolos e demais componentes do motor, além das perdas por bombeamento. A soma de todas essas perdas é a potência de atrito. A energia restante é a energia mecânica útil e é denominada como a potência do eixo (GANESAN, 1995).

Equação 1 - Cálculo da Potência efetiva

$$P_e = P_i - P_a$$

A razão entre a potência no eixo e a potência indicada (equação 2) desenvolvida pelo motor é denominada de Eficiência mecânica (η_m):

Equação 2 - Cálculo da Eficiência mecânica

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$$

Onde:

P_e = Potência de efetiva de eixo (dinamômetro)

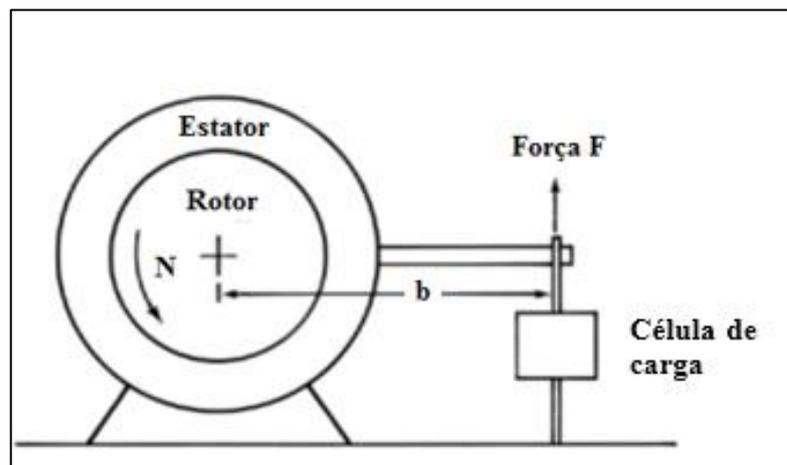
P_i = Potência Indicada (combustão)

P_a = Potência de Atrito (perdida por atrito)

2.5.1 Torque e Potência de Eixo

A medição do torque em um motor é feita através de um dinamômetro, equipamento este que é capaz de oferecer uma resistência ao torque produzido no eixo do motor. A figura 2 mostra o princípio de operação de um dinamômetro.

Figura 2 - Princípio de operação de um dinamômetro



Fonte: Adaptado de Heywood, (2018).

A carga ou resistência ao movimento pode ser aplicada eletromagneticamente, hidraulicamente ou por fricção mecânica, dependendo do tipo de dinamômetro que está sendo utilizado, já o valor de torque pode ser obtido por meio de uma célula de

carga. Com o valor da carga multiplicada pelo braço de alavanca, tem-se o torque de eixo conforme pode ser visto na equação 3.

Equação 3 - Cálculo do Torque

$$T(N.m) = F(N) \times b(m)$$

A potência de eixo fornecida pelo motor é o produto do torque pela velocidade angular do motor, conforme mostra a equação 4.

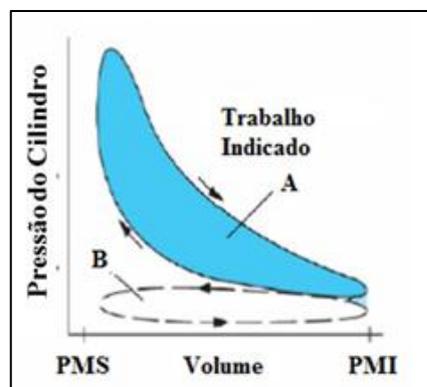
Equação 4 - Cálculo da Potência

$$P(kW) = 2\pi N(\text{rev/s}) \times T(N.m) \times 10^{-3}$$

2.5.2 Trabalho indicado por ciclo

Através de um sensor de pressão instalado na câmara de combustão do motor é possível adquirir dados de pressão no cilindro durante o ciclo de operação do motor. Estes dados podem ser usados para calcular a transferência de trabalho do gás para o pistão (HEYWOOD, 2018). Conforme mostrado na figura 3, um diagrama p-V pode ser esboçado através da pressão e do volume do cilindro correspondente durante o ciclo completo do motor.

Figura 3 - Diagrama p-V de um motor SI 4 tempos naturalmente aspirado



Fonte: Adaptado de Heywood, (2018)

A área azul do diagrama (A – figura 3) representa o trabalho indicado por ciclo, já a área (B), o trabalho durante os ciclos de admissão e exaustão e é chamado de

trabalho de bombeamento. O trabalho indicado por ciclo é obtido integrando em torno da curva para obter a área incluída no diagrama, conforme a equação 5.

Equação 5 - Trabalho indicado por ciclo

$$W_{c,i} = \oint p dV$$

2.5.3 Consumo específico

O consumo específico de um motor pode ser descrito como a razão entre a massa de combustível consumida pelo motor e a potência gerada. Para o cálculo do consumo indicado usa-se o valor da potência indicada, enquanto que para a consumo de eixo é utilizado o valor de potência de eixo obtida com dinamômetro.

Equação 6 - Cálculo do consumo específico

$$sfc(g/kWh) = \frac{mf(g/h)}{P(kW)}$$

Onde: O “sfc” é o consumo específico de combustível, “mf” é vazão mássica de combustível e “P” é o valor da potência.

2.5.4 Eficiência Indicada e Eficiência de Eixo

A eficiência de conversão de combustível de um motor é a razão entre a potência gerada pelo motor e a quantidade de energia fornecida pelo combustível. Para o cálculo da eficiência indicada usa-se o valor da potência indicada, já para a eficiência de eixo é utilizado o valor de potência obtida com dinamômetro.

Equação 7 - Cálculo da Eficiência

$$\eta^f = \frac{3600}{sfc(g/kWh) \times QHV(MJ/kg)}$$

Onde: “QHV” é o poder calorífico fornecido pelo combustível e “sfc” é o consumo específico.

2.5.5 Pressão média efetiva indicada (IMEP)

A pressão média efetiva indicada (IMEP, do inglês: *Indicated Mean Effective Pressure*) é a razão entre o trabalho indicado por ciclo e o volume deslocado. A IMEP pode ser utilizada como uma medida de comparação entre motores de diferentes deslocamentos.

Equação 8 - Pressão média efetiva indicada

$$IMEP = \frac{W_{c,i}}{V_d}$$

2.5.6 Pressão média efetiva de bombeamento (PMEP)

A pressão média efetiva de bombeamento (PMEP, do inglês: *Pumping Mean Effective Pressure*) é a razão do trabalho realizado pelo pistão durante o curso de compressão e expansão, e o volume deslocado do motor. Pode ser calculada descontando-se a $IMEP_{Líquida}$ do valor de $IMEP_{Bruta}$.

Equação 9 - Pressão média efetiva de bombeamento

$$PMEP = IMEP_{Bruta} - IMEP_{Líquida}$$

2.5.7 Pressão média efetiva de eixo (BMEP)

A pressão media efetiva de eixo (BMEP, do inglês: *Brake Mean Effective Pressure*) é uma grandeza que, essencialmente, correlaciona a potência de eixo com deslocamento do motor para uma dada rotação. Apresenta unidades de pressão e pode ser calculada pela equação 10.

Equação 10 - Pressão média efetiva de eixo

$$BMEP(bar) = \frac{P(kW) \times n_r \times 10}{V_d(dm^3) \times N(rev/s)}$$

Onde: P (kW) é a potência de eixo obtida pelo dinamômetro, Vd (dm³) é o volume deslocado, n_r é o número de revoluções por ciclo (2 para 4 tempos e 1 para 2 tempos) e N é a rotação do motor.

2.5.8 Pressão média efetiva de atrito (FMEP)

A pressão média efetiva de atrito (FMEP, do inglês: *IM*) é a razão entre trabalho dissipado para vencer o atrito durante o ciclo e o volume deslocado do motor. Pode ser calculado descontando-se valor da BMEP na $IMEP_{Líquida}$.

Equação 11 - Pressão média efetiva de atrito

$$FMEP = IMEP_{Líquida} - BMEP$$

2.5.9 Mínimo avanço de injeção/ignição para o melhor torque (MBT)

Nos motores de combustão interna o início da combustão é determinado pelo momento de disparo da centelha (Ciclo Otto) ou pelo ponto de injeção (Ciclo Diesel), que normalmente é adiantado em relação ao PMS. Esse “ponto de injeção” ou “ponto de ignição” depende das condições de carga, mistura ar-combustível e rotação do motor, onde para cada situação terá um “ponto” que apresentará o melhor torque de eixo no motor (MBT).

2.5.10 Variabilidade cíclica da IMEP (COV_{IMEP})

Segundo Heywood (2018), as variações cíclicas no processo de combustão são causadas por variações nos padrões de escoamento dentro do cilindro, variações na mistura ar-combustível, entre outros. Estas variações ocorrem ciclo a ciclo e também cilindro a cilindro, sendo indesejáveis pelo fato de penalizarem o desempenho do motor. A covariância da pressão média efetiva indicada (COV_{IMEP}), é um dos indicadores de variabilidade na combustão, é definido através dos valores de pressão obtidos ciclo a ciclo e calculado através da equação 12.

Equação 12 - Covariância da pressão média efetiva indicada

$$COV_{IMEP} = \frac{\sigma_{IMEP}}{IMEP_{Média}} \times 100$$

Onde o “ σ_{IMEP} ” é o desvio padrão do IMEP e $IMEP_{média}$ é o valor da média dos ciclos analisados.

2.5.11 Análise dos dados de pressão no cilindro

Segundo Heywood (2018), as mudanças na pressão do cilindro em relação ao ângulo do virabrequim ocorrem como resultado da variação de volume do cilindro, combustão e transferências de calor. A pressão do cilindro é geralmente medida com transdutores de pressão piezoelétricos. Este tipo de transdutor contém um cristal de quartzo, onde uma extremidade do cristal é exposta através de um diafragma à pressão do cilindro. A medida que a pressão do cilindro aumenta, o cristal é comprimido e gera uma carga elétrica proporcional à pressão, que através de um amplificador de carga é possível produzir uma tensão de saída proporcional a essa carga. A precisão da pressão do cilindro versus dados do ângulo da manivela pode ser obtida com estes sistemas desde que as seguintes etapas sejam executadas:

- A pressão versus ângulo de virabrequim é precisa em cerca de 0,2 °;
- A volume de folga é estimado com precisão suficiente;
- As variações de temperatura do transdutor (que podem alterar o fator de calibração do transdutor) devido à variação no fluxo de calor da parede durante o ciclo do motor são mantidas no mínimo.

Através de dados precisos de pressão pode-se calcular informações de liberação de calor da combustão do motor.

2.5.12 Análise da taxa de liberação de calor

Os dados de pressão do cilindro e dados do ângulo do virabrequim nos cursos de compressão e expansão do ciclo de operação do motor podem ser usados para obter informações quantitativas sobre o progresso da combustão. Através de métodos adequados de análise podem chegar na taxa de liberação da energia química do combustível.

Os métodos de análise começam com a primeira lei da termodinâmica para um sistema aberto e praticamente estático (isto é, pressão e temperatura uniformes), porém alguns fatores dificultam a aplicação dessa equação na combustão do diesel:

- Combustível líquido é adicionado ao cilindro, que vaporiza e se mistura com o ar produzindo uma distribuição de mistura combustível / ar não uniforme;
- A composição dos gases de escape não é conhecida;
- A precisão das correlações disponíveis para prever a transferência de calor em motores a diesel não está bem definida;
- As regiões de fresta (como os volumes entre o pistão, os anéis e a parede do cilindro) constituem uma pequena porcentagem do volume de folga.

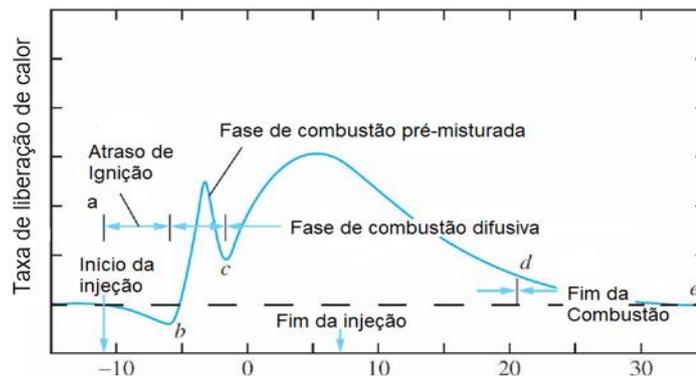
O gás nessas regiões é resfriado até a temperatura da parede, aumentando sua densidade e, portanto, a importância relativa dessas fendas. Assim, as fendas aumentam a transferência de calor e contêm uma fração não desprezível do ar do cilindro durante a combustão em uma densidade significativamente maior do que no resto da câmara de combustão. Devido às dificuldades em lidar com esses problemas, os métodos de liberação de calor fornecem apenas respostas aproximadas. A taxa líquida de liberação de calor, que é a diferença entre a taxa bruta de liberação de calor e a taxa de transferência de calor para as paredes, é igual à taxa na qual o trabalho é realizado sobre o pistão somando-se a taxa de mudança da energia interna sensível do conteúdo do cilindro (HEYWOOD, 2018). Se assumir-se ainda que o conteúdo do cilindro pode ser modelado como um gás ideal, $pV = mRT$, assumindo-se o R como constante e colocando a temperatura em evidência tem-se:

Equação 13 - Taxa de liberação de calor

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta}$$

Onde “ γ ” é a razão de calores específicos, c_p / c_v , variável de acordo com a composição e propriedades termodinâmicas dos gases. No entanto, para fins de simplificação, frequentemente é utilizado um valor médio constante. Uma faixa apropriada para análise de liberação de calor nos motores diesel é de 1,3 a 1,35 (HEYWOOD, 2018). O “ $d\theta$ ” representa a variação do ângulo do virabrequim, já os valores de “ dV ” e “ dp ” representam a variação do volume e da pressão respectivamente. A figura 4 mostra um diagrama típico de taxa de liberação de calor de um motor diesel, identificando as diferentes fases do processo de combustão.

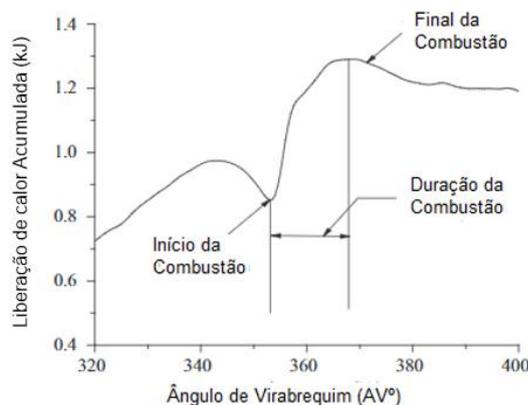
Figura 4 - Diagrama típico de taxa de liberação de calor de um motor diesel



Fonte: Adaptado de Heywood, (2018).

No primeiro estágio (fase de combustão pré-misturada) a taxa de queima é rápida, dura apenas alguns graus de ângulo de manivela e produz um "pico" crescente e decrescente na taxa de liberação de calor, que corresponde ao período de aumento rápido da pressão do cilindro. O segundo estágio (fase de combustão difusiva) produz uma taxa de liberação de calor crescente e decrescente, criando um segundo perfil mais arredondado e com maior duração. Nestes dois estágios até 90% da energia total do combustível é liberada. No terceiro e último estágio (fim da combustão), o restante da energia química do combustível é liberado, sendo resultante da mistura do excesso de ar que não estava envolvido no processo principal de combustão com os gases queimados. O calor liberado antes do início da combustão (figura 5) é em função da própria compressão do cilindro.

Figura 5 - Diagrama típico de liberação de calor



Fonte: Adaptado de Dhole et al., (2016).

2.5.13 Fração da massa queimada

A fração de massa queimada (MFB) em cada ciclo de motor é uma quantidade normalizada com uma escala de 0 a 1, descrevendo o processo de liberação de energia química como uma função do ângulo de manivela. A determinação da MBF é comumente baseada na análise da taxa de queima. Um procedimento desenvolvido por Rassweiler e Withrow (publicado em 1938 apud HEYWOOD) ainda é amplamente utilizado, embora seu caráter aproximado, devido à sua relativa simplicidade e eficiência computacional. O procedimento de Rassweiler e Withrow é baseado na suposição de que, durante a combustão do motor, o aumento de pressão “ Δp ” consiste em duas partes: aumento da pressão devido a combustão (Δp_c) e mudança na pressão em função da mudança de volume (Δp_V) (MENDERA et al., 2002; HEYWOOD, 2018).

Equação 14 - Variação na pressão em função da combustão

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_V \quad \text{ou} \quad \Delta p_c = \Delta p - \Delta p_V$$

Assumindo que o aumento de pressão Δp_c é proporcional ao calor adicionado ao meio no cilindro durante o intervalo de ângulo de manivela, a fração de massa queimada no final do intervalo considerado pode ser calculada como:

Equação 15 - Fração da massa queimada

$$MFB = \frac{\sum_0^i \Delta p_c}{\sum_0^N \Delta p_c}$$

Onde “0” caracteriza o início da combustão, o “i” o intervalo e “N” o final da combustão.

2.6 NOVOS MÉTODOS DE COMBUSTÃO EM MOTORES

Neste subitem serão abordados modelos alternativos de combustão, além de CI e SI convencionais, modelos estes que muitas vezes “misturam” os conceitos de combustão de dois ciclos distintos, utilizando também combustíveis diferentes em relação a concepção original do motor, um dos exemplos é a combustão em modo *dualfuel* em motores de ignição por compressão.

2.6.1 Estratégias de combustão a baixa temperatura (LTC)

Os motores de ignição por compressão são amplamente utilizados nas mais diversas aplicações, como é o caso dos setores de transportes e geração de energia, isso ocorre devido à alta eficiência térmica promovida por eles. No entanto, alguns problemas com relação as emissões são encontrados no modo de combustão convencional do diesel (CDC), entre eles estão os altos níveis de NO_x e PM. Isso ocorre em função da fase de combustão difusiva, que é controlada pela mistura de ar/combustível. Com a regulamentação cada vez mais rigorosa no que tange as emissões, novos dispositivos de pós tratamento começaram a equipar estes motores tendo foco na redução destas emissões, porém, eles possuem custo elevado baixa durabilidade (REITZ e DURAISAMY, 2015; XU et al., 2018).

Em virtude dos problemas relativos as emissões na combustão CDC, estratégias avançadas de combustão a baixa temperatura (LTC) vem sendo fortemente pesquisadas e desenvolvidas, proporcionando simultaneamente baixas emissões e altas eficiências térmicas. Dentre as estratégias de LTC estão a ignição por compressão de carga homogênea (HCCI), ignição por compressão de carga pré-misturada (PCCI) e ignição por compressão controlada por reatividade (RCCI) (LI et al., 2014; GARCIA et al., 2017).

A HCCI é uma técnica de combustão na qual o combustível e o ar são misturados durante o curso de admissão (carga homogênea) e posteriormente são comprimidos (a temperatura é elevada) até o ponto de autoignição. A principal vantagem do conceito HCCI em relação aos modos de combustão convencionais é a redução significativa das emissões de NO_x e a ausência de MP nos gases de escape. Além disso, a combustão essencialmente rápida, altas razões de compressão e a operação com misturas mais pobres tendem a produzir alta eficiência térmica. No entanto, as emissões de HC e CO geralmente são altas, isso acontece devido redução na temperatura de chama, consequência da operação com misturas mais pobres. Esta redução na temperatura diminui a formação de NO_x , mas por outro lado causa a combustão incompleta do combustível, especialmente perto paredes da câmara de combustão e fendas do pistão. Outra dificuldade atrelada a HCCI é com relação ao controle da fase de combustão, sendo este um grande obstáculo que as vezes pode impedir a sua implementação. A ignição do HCCI depende muito da cinética da reação

química e depende em grande parte do combustível usado (ALKIDAS, 2007; YAO et., 2009; KOMNINOS e RAKOPOULOS, 2012).

A PCCI também é uma estratégia de combustão LTC capaz de reduzir substancialmente a formação de NO_x e MP. Na combustão PCCI, o combustível é injetado de forma adiantada em relação a combustão CDC, normalmente no curso de compressão, desta forma tendo tempo para se misturar com o ar antes que a autoignição aconteça. A principal diferença entre a PCCI e HCCI está na homogeneização da mistura, pois enquanto na PCCI a injeção é feita no curso de compressão, na HCCI tem-se a injeção no curso de admissão. Em muitos casos utiliza-se EGR a fim de evitar regiões ricas em combustível e diminuir as temperaturas no cilindro, desta forma reduzindo a formação de NO_x e MP. No entanto, diferentemente da combustão CDC (controlada por mistura), a ignição na combustão do PCCI é controlada apenas pela cinética química do combustível, tornando difícil o controle da fase de combustão em uma ampla faixa de operação de rotação e carga (JIA et al., 2013).

2.6.2 Ignição por Compressão de Reatividade Controlada (RCCI)

A combustão RCCI é uma tecnologia de combustão *dualfuel* que foi desenvolvida nos laboratórios do Centro de Pesquisa de Motores da Universidade de Wisconsin-Madison. RCCI é uma variação da combustão HCCI, e tem o potencial de reduzir o consumo de combustível (a demanda é menor em termos de energia por kW fornecido quando comparada com a combustão convencional) e as emissões de NO_x e MP. A RCCI utiliza uma mistura com pelo menos dois combustíveis de diferentes reatividades, sendo está controlada por injeções únicas ou múltiplas no cilindro, com isso se consegue otimizar a fase, duração e magnitude da combustão. O processo envolve a introdução de um combustível de baixa reatividade no cilindro para criar uma carga homogênea entre este combustível, ar e em alguns casos EGR. O combustível de alta reatividade é injetado antes que a ignição do combustível pré-misturado ocorra usando injeções simples ou múltiplas diretamente na câmara de combustão. A RCCI permite a otimização da combustão reduzindo as emissões de NO_x e MP. Ajustando apropriadamente as reatividades das misturas de combustível, suas quantidades relativas, ponto de injeção e combustão podem ser ajustados para atingir um ponto ótimo entre eficiência, controle de NO_x e MP. Fatores estruturais

como razão de compressão e geometria de pistão também podem afetar as características de combustão em modo RCCI. O sistema de gerenciamento do motor e os possíveis combustíveis utilizados nos motores RCCI também são cruciais para determinar os processos de evaporação, mistura e combustão (LI et al., 2017; REITZ e DURAISAMY, 2015; WERC, 2018);

Na combustão RCCI o combustível de alta reatividade (diesel) inflama primeiro, e desencadeia autoignição e a combustão. Em seguida a combustão gradualmente se espalha das zonas de alta reatividade para o resto da câmara de combustão, seguindo um comportamento sequencial de autoignição. Isso resulta em um processo de liberação de calor mais lento e controlado em comparação a HCCI (KOKJOHN et al., 2015; TONG et al., 2016).

2.6.3 Combustão por fumegação

A combustão CDC nos motores diesel pode ser dividida basicamente em 4 estágios, iniciando-se pelo atraso de ignição, seguindo pela fase de combustão pré-misturada, fase de combustão difusiva e final da combustão. A quantidade de combustível consumida na fase de combustão pré-misturada tem uma correlação positiva com a emissão de NO_x, enquanto a fase de combustão difusiva se correlaciona com a emissão de material particulado. O modo *dualfuel* por fumegação consiste na injeção de um combustível de baixa reatividade no coletor de admissão, isso é feito com o intuito de formar uma mistura homogênea entre o combustível injetado e o ar, enquanto o diesel é injetado diretamente no cilindro, da mesma forma que na combustão CDC (sem alterações no ponto de injeção). Uma vez ocorrida a autoignição do diesel, posteriormente tem-se a combustão adicional resultante da pré-mistura do ar/combustível de baixa reatividade, desta forma possuindo características combinadas entre motores CI e os motores SI (ZHANG, CHEUNG e YAO; 2013).

O modo de combustão por fumegação destaca-se em relação aos outros métodos de combustão dupla pelo fato de que não há a necessidade de grandes modificações no motor, uma vez que necessita apenas da instalação de um injetor no coletor de admissão, sistema de controle de vazão de combustível gerenciado por um dispositivo “pulsante” bastante simples e sistema de abastecimento de combustível. Como o sistema de combustível de baixa reatividade é separado do sistema diesel existe a possibilidade de flexibilidade, ou seja, permite que os motores a diesel,

equipados com o sistema de fumação, sejam operados apenas com diesel quando necessário (ABU-QUAIS, HADDAD e QUDAIAT; 2000).

2.6.4 Biogás em motores de ignição por centelha

A combustão nos motores do ciclo Otto se dá a partir da ignição por faísca de uma mistura de ar e combustível, o que torna bastante simples a modificação para se trabalhar com biogás. A principal modificação está no processo de mistura do ar ao biogás, onde se corte a alimentação de combustível líquido, assim é feito apenas o controle da entrada do ar na admissão. O biogás é injetado diretamente na admissão.

Sendzikiene et al., (2015) experimentou o impacto do biogás nas características energéticas e emissões de um motor SI, e constatou que a aplicação do biogás resulta em uma produção de torque inferior em relação a operação com gasolina. Este efeito se deu pela diminuição da eficiência volumétrica, em virtude de o biogás ocupar o lugar de parte do ar de admissão. O biogás também impactou a eficiência e a velocidade da combustão, resultando na redução da eficiência térmica no motor. Também foi observado que o CO₂ presente no biogás reduziu a intensidade do processo de combustão, aumentou o teor de CO nos gases de escape, mas por outro lado reduziu as emissões de NO_x.

Kwon et al., (2017) estudaram a influência da razão de compressão no desempenho de um motor de combustão interna operando com biogás. A razão de compressão foi aumentada de 8,01: 1 para 9,22: 1, onde com essa modificação a potência máxima de eixo foi 21,8% maior, a eficiência térmica de eixo aumentou em 7,8% e o consumo específico de combustível diminuiu, passando de 290 g/h para 218 g/h. Além disso, a fim de examinar o efeito da composição do biogás no desempenho do motor, foram testadas várias razões de diluição de dióxido de carbono para a razão de compressão de 9,22: 1. Verificou-se que com o aumento da diluição de dióxido de carbono de 0% para 40%, o desempenho do motor foi penalizado, a potência máxima de saída do eixo diminuiu de 2,68 kW para 1,55 kW e o BSFC na potência máxima foi 1,5 vezes maior em comparação com o do motor que é abastecido com 100% de metano, sugerindo então que o desempenho do pequeno motor SI alimentado a vazão de biogás aumenta com o aumento da razão de compressão, ao passo que se degrada com o aumento da diluição de dióxido de carbono.

Qian et al., (2017) revisaram os mecanismos de combustão do biogás e sua aplicação em motores de combustão interna e concluíram que um dos principais desafios da aplicação em grande escala do biogás vem da instabilidade de seus componentes, que se deve as diferenças nos processos de produção e os tipos de matérias primas e que dificulta o controle efetivo da combustão no motor. Outra verificação importante foi que certa proporção de H₂ adicionada ao biogás pode melhorar as propriedades de combustão.

Arroyo et al., (2014) analisaram os resultados da combustão de um motor Otto operando com gases sintéticos obtidos através da decomposição do biogás. Os resultados foram comparados com a operação convencional a gasolina em uma ampla gama de velocidades e três razões de equivalência. Os gases obtidos na decomposição do biogás foram o metano (CH₄ - 100%), o gás sintético 1 (H₂:23%; CO:23%; CH₄:26%; CO₂:28%) e o gás sintético 2 (H₂:40%; CO:39%; CH₄:11%; CO₂:10%). Os resultados mostraram que as frações de hidrogênio nos gases sintéticos aumentaram as pressões máximas dentro do cilindro. Além disso, as pressões de pico foram detectadas mais perto do ponto morto superior do que o metano. Apesar da fração de diluentes na composição dos gases sintéticos, altas velocidades e misturas mais pobres resultaram em maiores eficiências indicadas do que as obtidas com gasolina. Além disso, a velocidade de combustão e a taxa de liberação de calor foram influenciadas pela proporção de diluentes e hidrogênio em misturas gasosas. O teor de CO e CO₂ na composição dos gases sintéticos contribuiu para aumentar as concentrações dos gases poluentes em comparação com os outros combustíveis, enquanto o HC diminuiu devido à pequena fração de metano que permaneceu inalterada. Embora as emissões de NO_x tenham sido diminuídas por diluentes, como CO₂ e excesso de ar, a alta fração de hidrogênio na composição de gás de síntese envolveu emissões elevadas de NO_x devido ao aumento da temperatura da chama que o hidrogênio produziu.

Porpatham et., al (2008) estudaram a influência do CO₂ nas emissões e no desempenho de um motor usando biogás como combustível. Verificou-se um aumento do PCI do biogás e conseqüentemente um aumento da potência máxima de eixo e eficiência térmica quando se reduziu a concentração de CO₂, a detonação foi controlada com o atraso da ignição. Com relação às emissões, os níveis de NO_x aumentaram em concentrações menores de CO₂, o que era de se esperar, pois a concentração mais elevada de CH₄ leva a maiores temperaturas de combustão. Os

menores níveis de HC ocorreram com valores de λ 0,95 e concentração de CO_2 de 20%. Já os níveis mais altos de HC ocorrerão com a utilização de misturas bastante pobres, em virtude da combustão incompleta.

2.6.5 Biogás em motores ciclo diesel operando em *dualfuel*

Os motores de ignição por compressão são largamente utilizados na mobilidade devido à alta eficiência térmica e baixas emissões de HC, CO e CO_2 em comparação aos motores de ignição por centelha. Em contrapartida, os motores CI emitem mais óxidos de nitrogênio NO_x e uma maior quantidade de material particulado, o que não é interessante do ponto de vista ambiental. Neste sentido o biogás surge como fonte promissora, considerada como um recurso alternativo de energia limpa, pois tem menor impacto na poluição em relação aos combustíveis líquidos fósseis (YOON e LEE, 2011).

O teor de metano (CH_4) no biogás, cerca de 65%, o torna mais resistente ao fenômeno da detonação. Isso ocorre devido ao maior número de octanas e a temperatura de autoignição, tornando-o apropriado para utilização em motores com altas razões de compressão. Neste contexto, é economicamente e ambientalmente vantajoso utilizar combustível gasoso em motores a diesel que operem em modo de combustão *dualfuel*, pois este modo oferece um grande potencial para reduções substanciais nas emissões de NO_x e MP, ao mesmo tempo proporciona uma elevada eficiência térmica (SAHOO et al., 2009).

No processo de combustão em modo *dualfuel* o biogás é introduzido na admissão e misturado com o ar antes da entrada na câmara de combustão. Devido à alta temperatura de autoignição do biogás, a mistura só é inflamada ao final do curso de compressão, que é quando o combustível líquido (diesel) é injetado na câmara de combustão. Este modo de combustão permite a queima de misturas bastante pobres, com baixas temperaturas de combustão, o que resulta em uma redução nos níveis de emissão de NO_x (MUSTAFAI et al., 2013).

Shan et al., (2016) investigaram os efeitos da taxa de EGR e as relações de H_2/CO nas características de um motor diesel operando com biogás em modo RCCI. Foram testadas duas composições, o biogás 1 com (H_2 :5%; CO_2 :40%; CH_4 :50%; N_2 :5%) e o biogás 2 com (H_2 :15%; CO_2 : 30%; CH_4 :50%; N_2 :5%). Os experimentos mostraram que, com o aumento das taxas de EGR, os retardos da fase de combustão

e o atraso de ignição foram prolongados e as emissões de NO_x diminuíram. Para uma taxa de EGR de mais de 50% houve uma inibição efetiva. Com relação ao MP da combustão com biogás / diesel, a concentração foi alta, especialmente para o biogás 1 em alta taxa de EGR. As eficiências térmicas indicadas caíram gradualmente à medida que a taxa de EGR aumentou. Verificou-se que com o mesmo nível de EGR, o biogás 2, com maior proporção de H₂ teve maior reatividade quando misturado ao diesel. Com a injeção do Biogás 2, as emissões de NO_x foram muito maiores, bem como nesta condição as eficiências térmicas mais altas foram alcançadas.

Yoon e Lee (2011) investigaram a influência da combustão *dualfuel* nas emissões e no desempenho de um motor diesel alimentado com biogás-biodiesel. A pressão no cilindro e a taxa de liberação de calor (HRR - *rate of heat release*) foram avaliadas em diversas condições, a fim de analisar as características de combustão e emissões para a CDC (diesel convencional) e CBC (diesel e biodiesel) e *dualfuel* (biogás-diesel e biogás-biodiesel). Além disso, para comparar os desempenhos do motor e as características de emissões, também foram investigados o consumo de combustível, a temperatura dos gases de escape e a eficiência em várias condições de teste. O biogás foi injetado durante o processo de admissão por dois injetores controlados eletronicamente, instalados no coletor de admissão. As características de combustão de CDC e CBD tiveram padrões de pressão de cilindro e taxa de liberação de calor semelhantes em várias cargas do motor. Em modo *dualfuel* o pico de pressão e a HRR para o biogás - biodiesel são ligeiramente inferiores aos da combustão de biogás - diesel em baixas cargas. Com cargas mais altas o biogás - biodiesel apresentou pico de pressão, HRR e pressão média efetiva indicada (IMEP) um pouco mais alta do que a CDC. Os atrasos de ignição no modo *dualfuel* foram mais longos tanto no biogás-diesel quanto no biogás-biodiesel em relação a operação CDC, isso se deve à redução da temperatura da mistura ar-gás. O biodiesel teve um atraso de ignição mais curto tanto na operação convencional quanto na operação *dualfuel* em relação ao diesel, em todas as condições de teste. Isso se deve ao curto período de injeção, ao alto índice de cetano e ao teor de oxigênio do biodiesel. As temperaturas dos gases de escape foram ligeiramente inferiores no modo *dualfuel* em comparação com o modo convencional. A menor temperatura do gás foi causada pela diminuição da temperatura de mistura com o biogás e a fase de combustão retardada. Com cargas baixas (20% e 40%), os BSFCs totais para o modo *dualfuel* em ambos os combustíveis foram consideravelmente mais altas do que para as combustões CDC e

CBC. Em altas cargas (acima de 80%), o aumento da conversão de biogás em trabalho levou a uma grande melhoria do total de BSFC em modo *dualfuel*. Quanto as emissões, os valores de NO_x foram significativamente menores no modo *dualfuel* para os dois combustíveis em todas as condições de teste. Além disso, o biogás - biodiesel exibiu desempenho superior na redução de emissões de MP devido à ausência de aromáticos, baixo teor de enxofre e possibilidade de operações mais pobres. As emissões de HC e CO foram maiores no modo *dualfuel* para os dois combustíveis em todas as condições de teste. Com a injeção do biogás, a proporção de CO₂ da mistura levou a um aumento de emissões no modo *dualfuel*. A combustão do biodiesel no modo convencional e no modo *dualfuel* produziu maiores emissões de CO₂, devido ao oxigênio presente no biodiesel, permitindo assim que emissões de CO fossem oxidadas em CO₂.

Talibi et al., (2017) realizaram um estudo que investigou as características de combustão e emissões em um motor diesel de injeção direta naturalmente aspirado operando com misturas de CH₄-CO₂ e CH₄-CO₂-H₂, onde o combustível piloto utilizado foi o diesel. A carga do motor variou entre 0 e 7 bar IMEP ajustando-se apenas a vazão das misturas aspiradas. Os resultados também mostraram um aumento no atraso da ignição e menores taxas de liberação de calor quando a proporção de CO₂ foi aumentada na mistura aspirada. Observou-se que as emissões de CO₂ na exaustão eram mais elevadas para a mistura CH₄: 60%; CO₂: 40%, mas menores para a mistura CH₄: 80%; CO₂: 20% em comparação com a combustão do motor operando somente com diesel em todas as cargas do motor. Observou-se que as emissões de NO_x aumentam rapidamente quando as temperaturas no cilindro ultrapassam o limite para as temperaturas de formação de NO_x. O efeito de absorção de energia térmica do CO₂ resultou em uma menor emissão de NO_x da mistura CH₄: 60%; CO₂: 40% em comparação com a mistura CH₄: 80%; CO₂: 20%. Quanto às emissões de MP para a mistura CH₄: 60%; CO₂: 40% foram observadas como sendo maiores do que a mistura CH₄: 80%; CO₂: 20% e que o diesel único. A inclusão de H₂ na mistura CH₄: 60%; CO₂: 40% reduziu significativamente as emissões de MP, devido às temperaturas de chama mais altas. O CO₂ no biogás real reduziu consideravelmente as temperaturas do gás no cilindro que baixaram as emissões de NO_x, mas ao mesmo tempo aumentaram as emissões de CO, HC não queimados e MP, devido à redução das taxas de oxidação térmica.

Park e Yoon (2016) analisaram o efeito da operação em modo *dualfuel* na combustão e emissões de um motor a diesel monocilíndrico, a fim de reduzir simultaneamente as emissões de escape, mantendo o desempenho de combustão. Foram testados os modos biogás-diesel e gasolina-diesel. O diesel usado como fonte de ignição foi injetado de forma bastante adiantada, a 40° APMS, já o biogás e a gasolina foram injetados no coletor de admissão, próximos do PMS. Na operação com diesel, o ponto de injeção adiantado induziu a uma redução significativa do IMEP, no entanto, isso pôde ser recuperado através da aplicação de uma estratégia de combustão dupla. Os resultados mostraram que o ponto de injeção adiantado e o aumento da taxa de injeção na admissão levaram ao aumento do IMEP, podendo atingir o nível de CDC. O aumento da taxa de injeção na admissão levou a um maior atraso de ignição. Além disso verificou-se que o atraso de ignição no diesel-biogás foi maior do que o diesel-gasolina. A emissão de NO_x e MP pode ser simultaneamente reduzida pela aplicação de combustão *dualfuel*, bem como a redução de MP. As emissões de HC e CO na operação em modo *dualfuel* foram mais altas que a CDC.

Yilmaz e Gumus (2017) investigaram o efeito na combustão e nas emissões de um motor diesel operando com biogás e revestido de barreira térmica (TBC - *Thermal Barrier Coating*). As experiências foram realizadas em um motor de quatro cilindros, turbo alimentado e com injeção *common-rail*. Foram testadas as configurações com revestimento e sem revestimento no modo biogás-diesel e CDC. As câmaras dos pistões foram revestidas com revestimento de zircônia estabilizada com espessura de 400 µm sobre um revestimento de ligação de Ni-Al de 100 µm de espessura. Os resultados mostraram que a mistura homogênea de combustível gasoso e ar causou altas pressões nos cilindros. O revestimento TBC mostrou-se eficiente para diminuir as emissões sob o modo *dualfuel* (biogás-diesel). No modo *dualfuel*, foram obtidas altas pressões no cilindro, no entanto, as altas pressões no modo *dualfuel* ocorreram perto do PMS e não puderam ser convertidas em trabalho efetivo. A análise da taxa de aumento de pressão (PRR) mostrou que alguns recursos de combustão indesejados, como altas pressões de cilindro, ocorreram no modo *dualfuel*, especialmente com o TBC. As taxas de liberação de calor (HRR) foram menores em cargas baixas e médias no modo *dualfuel*, comparado ao modo CDC. O TBC e o aumento na carga aumentaram a HRR devido à maior taxa de combustão. As emissões de HC foram maiores no modo *dualfuel*, já as emissões de NO_x são menores no modo de *dualfuel* em baixa carga. Com o aumento da carga do motor, as emissões

de NO_x em modo *dualfuel* aumentam em comparação com o modo CDC. Já o TBC não obteve efeito significativo nas emissões de NO_x do modo CDC. As emissões de MP diminuíram com o biogás e o TBC.

Uma das desvantagens da utilização do gás natural e do biogás na operação em modo *dualfuel* é a produção relativamente alta de metano não queimado nos gases de escape (“*methane slip*”), que como já se sabe é contribuinte para o efeito estufa. As baixas temperaturas de escapamento atingidas nos modos de combustão LTC não permitem que os catalizadores de oxidação de metano atinjam temperatura de operação, trazendo então a necessidade de desenvolvimento de outros mecanismos para reduzir as emissões de metano não queimado (HERNANDES, 2015; MAY, 2015).

Com o objetivo de minimizar as emissões de metano em um motor operando em modo *dualfuel* (gás natural/diesel), MAY (2015) experimentou a *Engine-Premixed Micro Pilot Combustion* (PMPC), que consiste em um tipo de combustão PCCI, diferenciando-se em relação ao número de injeções piloto e também na quantidade de diesel injetada. O PMPC utiliza um maior número de injeções piloto, porém com menor quantidade de diesel a cada injeção. Os testes foram realizados em um motor diesel monocilíndrico de serviço pesado, com injeção de diesel *common rail* e injeção de gás natural no coletor de admissão. As variáveis testadas foram ponto de injeção, percentuais de EGR, pressão de linha de diesel, operação em modo *dualfuel* convencional e modo PMPC de combustão dupla. Foram avaliados parâmetros como taxa de aumento de pressão, emissões, liberação de calor e consumo de combustível. Os resultados mostraram que o PMPC pode reduzir o significativamente o “*Methane Slip*” em relação ao modo *dualfuel* convencional, e ainda com melhoras na questão das emissões e a eficiência de combustível em virtude das maiores pressões atingidas no cilindro.

2.6.6 A combustão RCCI na mobilidade

A presente pesquisa tem como um dos objetivos a análise da viabilidade técnica da operação RCCI em motores estacionários, ou seja, motores que normalmente trabalham com carga variável e uma rotação fixa, compreendendo os motogeradores, maquinários agrícolas, bombas de captação de água, entre outros. Isso não impede que esse tipo de combustão possa ser aplicado em veículos, para

isso é necessária uma tecnologia diferenciada em relação ao gerenciamento da combustão. Para operar sob o modo RCCI, o motor precisa de algumas modificações a começar pela adição de um sistema de injeção extra, possibilitando a modificação das propriedades da mistura de combustível, conforme as condições de operação. Para isso se faz necessária a instalação de um sistema de controle aberto, que possa substituir a função da unidade de controle eletrônico original do motor, permitindo assim o controle total dos parâmetros de injeção direta (diesel) e a injeção de combustível de baixa reatividade. Estudos já mencionados neste trabalho mostraram que a combustão RCCI pode atingir eficiência semelhante e em alguns casos até melhor que a CDC e ainda pode trazer uma grande redução nas emissões de NO_x e MP, porém essa vantagem só é vista em uma parte da faixa de operação, exigindo então um conceito diferente, que cubra toda a faixa operacional do motor. No modo *dualfuel* duplo, os benefícios da RCCI são explorados sempre que há possibilidade, enquanto a operação em CDC é usada para cobrir as faixas do mapa do motor as quais a RCCI é limitada.

Benajes et al., (2016) investigaram a capacidade de operação de uma combustão em modo duplo (RCCI/ CDC) a fim de cobrir toda a faixa de operação de um motor diesel de serviço médio, EURO VI com razão de compressão de 17,5: 1. O combustível de baixa reatividade utilizado no estudo foi uma mistura de 20% de etanol e 80% de gasolina. Para o combustível de alta reatividade foi utilizado um diesel contendo 7% de biodiesel. Os resultados mostraram que a carga operacional máxima para atender às diferentes restrições simultaneamente no RCCI foi de 35% em todas as rotações do motor. Verificou-se que a razão de compressão do motor tem um efeito claro na carga máxima atingível, sendo um fator importante para ampliar a cobertura da operação da RCCI. Em termos de consumo a RCCI aumentou em 2% a eficiência indicada em comparação a CDC, mas teve uma menor eficiência em baixas rotações. Além disso, foi demonstrado que os períodos de regeneração do filtro de partículas diesel durante a operação RCCI puderam ser reduzidos mais de duas vezes.

Benajes et al., (2017) analisaram as emissões e o potencial de desempenho de uma combustão RCCI otimizada em relação a CDC. Novamente foi utilizado um motor Diesel EURO VI abastecido com gasolina e diesel comum. Neste caso foi desenvolvida uma estratégia de combustão dupla que varia em função da carga no motor. Iniciou-se com uma estratégia RCCI totalmente pré-misturada para baixas cargas, o que permitiu alcançar baixíssimas emissões de NO_x e MP simultaneamente.

Em seguida foi aplicada uma estratégia de combustão RCCI altamente pré-misturada para cargas médias. Esta estratégia levou a emissões de NO_x abaixo do limite da EURO VI, porém as emissões de MP foram maiores do que na estratégia anterior. Entre 75% e carga total, é aplicada uma estratégia de combustão RCCI difusiva. Neste caso, as emissões de NO_x e de MP foram maiores do que com as outras estratégias. Em relação ao consumo, se for contabilizada a ureia utilizada, o conceito *dualfuel* mostrou eficiências indicadas superiores a 3% em relação a CDC em todo o mapa do motor.

García et al., (2017) compararam dados de emissões e desempenho de duas estratégias de combustão em modo duplo no âmbito do Ciclo Mundial Harmonizado de Veículos (WHVC), utilizando gasolina como combustível de baixa reatividade. A primeira estratégia utilizou a CDC para atuar na parte do mapa onde a combustão RCCI não conseguia cobrir, a segunda utilizou uma combustão por difusão DMDF (*dual mode - dualfuel*). Foram avaliadas diferentes estratégias de mudança de marcha no que se refere a emissões e desempenho através de um modelo computacional unidimensional desenvolvido com o software GT-Suite da Gamma Technologies, onde os dados de entrada foram calculados a partir de dados experimentais. Os resultados mostraram que a estratégia de mudança de marchas que cobriu a faixa máxima de torque do motor (1200-1800 rpm) levou a um menor consumo de combustível para ambos os conceitos de combustão dupla (DMDF/ CDC-RCCI. Comparando os dois conceitos de modo duplo usando a estratégia de troca de marchas ideal revelou-se que o conceito DMDF permitiu uma redução no consumo específico de combustível em 7% em média em comparação ao conceito RCCI / CDC. Além disso, as emissões de NO_x foram 87% mais baixas, atendendo aos requisitos do EURO VI sem a necessidade de um sistema de pós-tratamento SCR. Por outro lado, as emissões de HC e CO são cerca de 2 e 10 vezes maiores, respectivamente, para o DMDF do que para o RCCI / CDC indicando a necessidade de se estudar a eficiência dos sistemas catalíticos na oxidação das emissões de HC e CO para o DMDF em condições transitórias.

Através dos trabalhos mencionados acima, verifica-se que o desenvolvimento do modo de combustão RCCI já está bastante avançado na operação em regime estacionário, porém a implementação em regime transiente ainda é relativamente recente, questões como troca de marchas, rotação e cargas variáveis, faixas de

cobertura do mapa de operação e sistemas de gerenciamento, vem se tornando-se um desafio para os pesquisadores, e ainda precisam ser amplamente investigados.

2.7 BIOMETANO EM SUBSTITUIÇÃO AO GÁS NATURAL

Segundo o *Research Centre for Gas Innovation - RCGI* (2016), o biogás trata-se de um gás combustível, que pode ser usado em motores a combustão e afins, podendo ser usado em sua forma bruta, ou pode passar por um processo de purificação que incluem a retirada de Água, CO₂, H₂S e outros contaminantes, assim obtendo somente o metano, passando a ser chamado de biometano. Ele pode substituir o gás natural com as mesmas características, com a vantagem de ser de origem renovável. Além disso, existe a possibilidade de ser injetado na rede de gás natural, pois a composição do GN é 80% a 90% metano.

O biogás é visto pelos pesquisadores como uma das alternativas que tem um grande potencial, pois é produzido através da digestão anaeróbica de resíduos orgânicos em digestores ou aterros sanitários e representa uma importante fonte de energia renovável e sustentável. A composição do biogás depende da fonte e das estações do ano, mas normalmente consiste em 55-60% em volume de CH₄, 38-40% em volume de CO₂, 1-2% em volume de vapor de água e H₂S. O biogás para ser utilizado, geralmente passa por processos de pré-tratamento a fim de remover estes contaminantes, assim evitando a corrosão e deterioração das unidades conversoras (JURY et al., 2010).

Nos últimos anos, a busca pela melhoria do biogás foi um tema bastante discutido na comunidade científica e ainda é um grande desafio para os pesquisadores. Como a demanda por biometano (pureza > 95% CH₄) vem aumentando, várias técnicas de separação foram testadas com o intuito de fazer a remoção do CO₂ presente no biogás, como absorção física e química, soluções aquosas de amina, adsorção por oscilação de pressão (PSA) ou tecnologia de separação por membranas (ABATZOGLOU e BOIVIN, 2009; OSÓRIO e TORRES, 2009).

A tecnologia de membranas surgiu como uma abordagem atraente para a separação do CO₂ e CH₄, mas por outro lado, estes módulos de membrana são geralmente bastante sensíveis a impurezas. Assim, para produzir CH₄ de alta pureza (> 95%) como um produto final, é necessário remover impurezas antes das unidades

de membrana, para posteriormente a remoção de CO₂. Essas etapas adicionais aumentam o custo do processo de purificação do biogás (LEE et al., 2017).

Karaszova et al., (2012) experimentou um método de purificação de biogás em uma única etapa através de membrana de osmose reversa de compósito de filme fino (TFC), obtendo o biometano com uma qualidade compatível com os padrões de gás natural.

Zák et al., (2018) apresentaram uma tecnologia de purificação de membrana de etapa única a baixa pressão, sem a necessidade de etapas de pré-tratamento para a remoção de contaminantes. Membranas assimétricas de fibra, feitas de carbonato de poliéster, foram utilizadas com sucesso em uma etapa única no processo de purificação de biogás. Através de um arranjo de duplo estágio operado a 17° C obteve-se o CH₄ com 96% de pureza. Esse fator de separação permitiu à redução de aproximadamente 50% em despesas operacionais em comparação com lavagem de alta pressão, e aproximadamente 70% em comparação a adsorção por oscilação de pressão, devido ao pequeno consumo de energia necessária para a compressão de biogás.

Recentemente a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) aprovou uma resolução que estabelece regras voltadas para o controle de qualidade e a especificação de biometano gerado em aterros sanitários e estações de tratamento de esgoto (ETEs) destinado ao uso veicular e às instalações residenciais, industriais e comerciais a ser comercializado em todo o território nacional. A regulamentação do produto marca uma nova fase para o setor no Brasil e permite a comercialização e a utilização como equivalente ao gás natural (ABILOGÁS, 2016).

2.8 PROGRAMAS DE INCENTIVO AOS BIOCMBUSTÍVEIS E TECNOLOGIAS RENOVÁVEIS PARA A MOBILIDADE URBANA NO BRASIL

Segundo a Associação Brasileira de Biogás e Biometano - ABILOGÁS (2015), nos diversos setores da sociedade brasileira, na esfera pública e privada, existem movimentos em torno do biogás como fonte de energia. Entende-se que existe um ambiente favorável, justificando um Programa Nacional para articular essas iniciativas de modo a obter os resultados comuns com objetivo de consolidar o biogás e o biometano no cenário da matriz energética brasileira. As iniciativas governamentais estão centradas, principalmente, nos seguintes Ministérios, empresas e programas:

- MME - Secretaria Planejamento;
- MCidades - Probiogás;
- MMA - Emissões;
- MCTI - Inovações Tecnológicas;
- MRE - Biogás da Cooperação;
- EPE - Produção descentralizada de energia - Biogás na matriz 2023;
- ITAIPU - Instalação do CIBiogás e de Unidades de Demonstração em várias escalas.

2.8.1 RenovaBio

O RenovaBio é uma política de Estado que tem por objetivo principal o reconhecimento do papel estratégico de todos os tipos de biocombustíveis na matriz energética brasileira, tanto para a segurança energética quanto para redução de emissões de gases causadores do efeito estufa. Diferentemente de medidas tradicionais, o RenovaBio não propõe a criação de imposto sobre carbono, subsídios, crédito presumido ou mandatos volumétricos de adição de biocombustíveis a combustíveis. Dentre os objetivos do RenovaBio estão:

- Fornecer uma importante contribuição para o cumprimento dos compromissos nacionalmente determinados pelo Brasil no âmbito do Acordo de Paris;
- Promover a adequada expansão dos biocombustíveis na matriz energética, com ênfase na regularidade do abastecimento de combustíveis;
- Assegurar previsibilidade para o mercado de combustíveis, com ganhos de eficiência energética e de redução de emissões de gases causadores do efeito estufa na produção, comercialização e uso de biocombustíveis.

Dentre os Instrumentos do RenovaBio pode-se citar:

- Estabelecimento de metas nacionais de redução de emissões para a matriz de combustíveis, definidas para um período de 10 anos. As metas nacionais serão desdobradas em metas individuais, anualmente, para os distribuidores de combustíveis, conforme sua participação no mercado de combustíveis fósseis;
- Certificação da produção de biocombustíveis, atribuindo-se notas diferentes para cada produtor, em valor inversamente proporcional à intensidade de carbono do biocombustível produzido. A nota refletirá exatamente a contribuição individual de cada agente produtor para a mitigação de uma quantidade específica de gases de efeito estufa em relação ao seu substituto fóssil (em termos de toneladas de CO₂e).

A ligação desses dois instrumentos se dará com a criação do CBIO (crédito de descarbonização por biocombustíveis). Será um ativo financeiro, negociado em bolsa, emitido pelo produtor de biocombustível, a partir da comercialização (nota fiscal). Os distribuidores de combustíveis cumprirão a meta ao demonstrar a propriedade dos CBIOs em sua carteira (MME, 2018).

2.8.2 Programa brasileiro de combustíveis, tecnologias veiculares e emissões

O Programa Brasileiro de Combustíveis, Tecnologias Veiculares e Emissões (PCVE), têm por objetivo reunir informações científicas sobre a influência dos combustíveis e das tecnologias veiculares nas emissões automotivas, através de uma parceria entre o MME, MMA, ANP, IBAMA, Petrobras e AEA. Entre as ações de cooperação, estão previstos estudos de influência dos combustíveis e das tecnologias veiculares da frota brasileira nas emissões atmosféricas, levantamento de dados e informações científicas e o aprimoramento do monitoramento e da modelagem da qualidade do ar. Estes estudos contribuirão para o aprimoramento de soluções tecnológicas para a melhoria da qualidade do ar no Brasil. O objetivo é que o Brasil se alinhe aos países desenvolvidos, como os do continente Europeu, os Estados Unidos e o Japão, que já possuem os chamados “programas *Auto Oil*”, que investigam a influência da tecnologia veicular e a da composição dos combustíveis na emissão de poluentes (MME, 2018).

2.8.3 Projeto “Mobilidade a Biometano”

O projeto tem o objetivo de fomentar a mobilidade a biometano, produzido a partir de dejetos de animais e resíduos da agricultura. O biocombustível, produzido na Granja Haacke em Santa Helena (PR), é comprimido em cilindros específicos e transportado até posto de abastecimento na Itaipu Binacional. A frota de veículos da Itaipu encerrou 2016 com 59 veículos movidos a biometano, um aumento de 37% em relação ao ano anterior. O consumo médio dos veículos abastecidos com biometano foi de 12 km/m³. A Granja Haacke foi o primeiro local da América Latina a usar o protótipo do trator movido a biometano desenvolvido pela *New Holland*. O modelo passou por testes de campo e foi aprovado pelos produtores rurais da região, comprovando a viabilidade do uso do combustível em veículos com o porte que o agronegócio exige. O abastecimento com o gás garantiu uma economia média de 40% em comparação ao diesel. Outro diferencial foi a redução da emissão de CO₂ em 80%. A qualidade do biometano atende à regulamentação da Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), com pureza superior a 96,5% (CIBIOGÁS, 2016).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Para a realização da revisão bibliográfica, foram utilizados o Portal de Periódicos da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) assim como os portais da *Science Direct*, *Scopus* e *Google Scholar*, além consultas a livros e artigos publicados em anais de eventos científicos. Isso foi feito com o intuito de realizar o embasamento teórico, imprescindível para a realização da pesquisa.

A palavra-chave utilizada na pesquisa foi “*Biogás*” correlacionada com cada uma das seguintes palavras-chave: *Dualfuel*, RCCI, Motores Diesel e Motores Otto. Nesta investigação foram avaliados parâmetros como a pressão no cilindro, ponto de injeção, duração da combustão, valores de lambda e consumo de combustível, temperaturas de admissão e exaustão, além dos dados de potência de eixo e torque. As temperaturas de óleo e arrefecimento foram monitoradas e mantidas constantes.

As avaliações foram conduzidas conforme a NBR ISO 1585 (1996), em baterias de ensaios com três repetições. O motor utilizado nos testes foi um motor diesel de quatro tempos monocilíndrico, com deslocamento de 1 litro, e bomba injetora mecânica de ponto variável. A proposta objetivou a máxima substituição de diesel por biogás mantendo as características de performance do motor com o mínimo possível de modificações, podendo assim viabilizar a instalação em grupos geradores já em operação em ambientes industriais ou propriedades rurais. Para a injeção do biogás no motor foram instalados injetores de gás no coletor de admissão e o tempo de abertura do injetor foi controlado eletronicamente. Para o desenvolvimento dos testes fez-se necessária a preparação de um *aparato* experimental, com a montagem do motor e toda a instrumentação utilizada para realização do trabalho.

A parte mecânica do *aparato* foi desenvolvida em parceria com o laboratório de motores da Universidade de Santa Cruz do Sul. Esta etapa envolveu a construção de uma base metálica e uma massa sísmica, sustentada por coxins de borracha. A construção desta base teve por objetivo a fixação do motor e do dinamômetro, além da redução de vibrações indesejáveis durante a realização dos testes.

Os procedimentos de preparação, montagem, desmontagem, ajustes e instrumentação necessária para a avaliação do desempenho do motor e do combustível em teste, foram realizados no Laboratório de Motores de Combustão Interna, da Universidade Federal de Santa Maria.

A metodologia empregada na pesquisa iniciou-se com uma revisão bibliográfica sobre o tema proposto, e teve seguimento com os processos de fabricação, seleção e usinagem de peças, preparação do conjunto/aparato/bancada experimental, instalação e calibração da instrumentação, testes iniciais com o combustível convencional do motor, validação dos dados de calibração, testes em modo *dualfuel* (fumegado) e *dualfuel* (RCCI), coleta de dados, análise dos resultados, análise econômica e conclusões. Como suporte, normas técnicas vigentes e trabalhos científicos relacionados à temática, serviram de norte para a condução dos experimentos.

3.1 CLASSIFICAÇÃO DA PESQUISA

Quanto à natureza da pesquisa, a mesma pode ser classificada como aplicada, pois envolve o levantamento de conhecimentos necessários para aplicação em situações práticas (PARANHOS e RODOLPHO, 2014). Já seus objetivos são de caráter exploratório, pois tem como principal finalidade desenvolver, esclarecer e modificar conceitos e ideias (GIL, 2008).

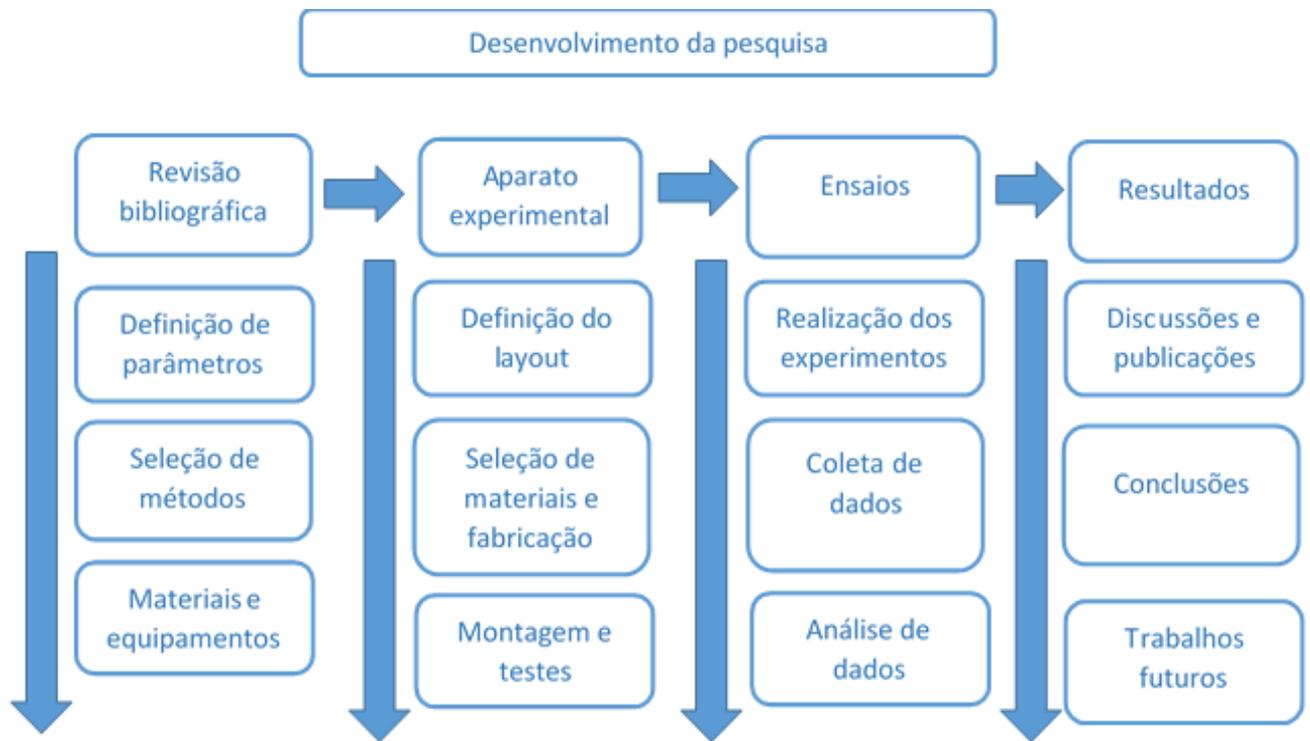
Em relação ao procedimento, a mesma se encaixa na modalidade de pesquisa experimental, onde as variáveis são capazes de influenciar no estudo, definindo as formas de controle e observação dos efeitos gerados pelas variáveis, do ponto de vista da abordagem.

Pode-se ainda classificar a pesquisa como quantitativa, pois a mesma considerará fatores que podem ser mensuráveis, onde todas as informações poderão ser traduzidas em números, classificadas e analisadas (PRANDANOV e FREITAS, 2013).

3.2 FLUXOGRAMA DE DESENVOLVIMENTO

Com o objetivo de evidenciar como foi estruturada a pesquisa, a figura 6 apresenta detalhadamente as etapas metodológicas utilizadas para o desenvolvimento da pesquisa. Estas etapas foram definidas basicamente como: revisão bibliográfica, construção de um *aparato* experimental, testes experimentais, resultados e conclusões.

Figura 6 - Etapas metodológicas



Fonte: Autor (2016)

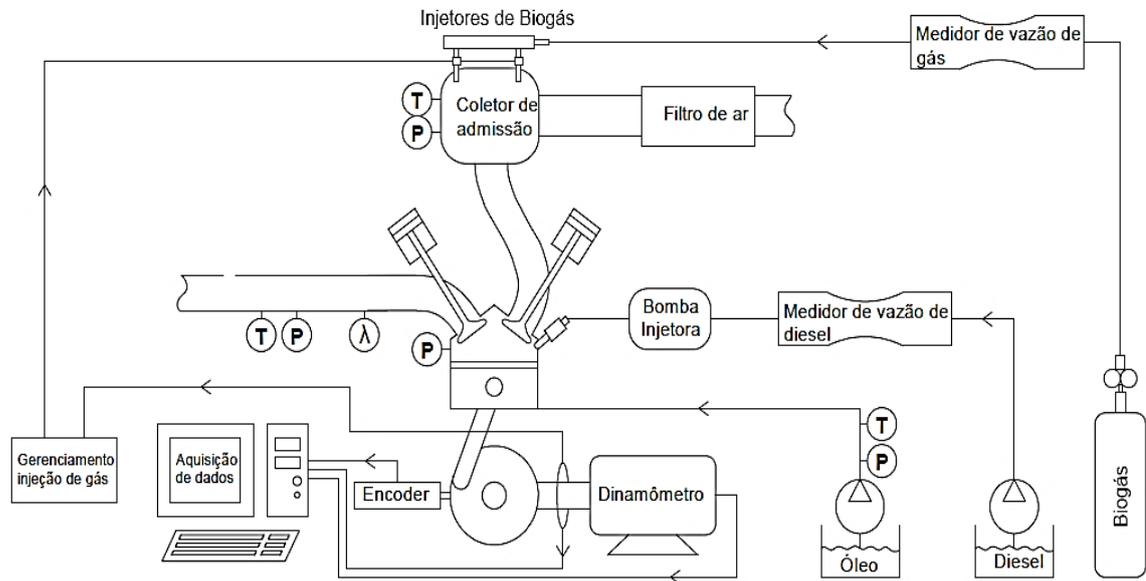
3.3 MATERIAIS UTILIZADOS

Nesta etapa serão citados os materiais e equipamentos utilizados para os testes experimentais e desenvolvimento da pesquisa, bem como as informações de condições de teste, produção do biogás sintético e formas de medição de consumo de combustível.

3.3.1 Esquema do aparato experimental

A figura 7 mostra o esquemático do motor experimental e o posicionamento de componentes como os injetores de biogás, cilindro de armazenamento, reguladores de pressão, dinamômetro, sensor de posicionamento angular (*encoder*) e analisador de gases.

Figura 7 - Esquema do motor experimental

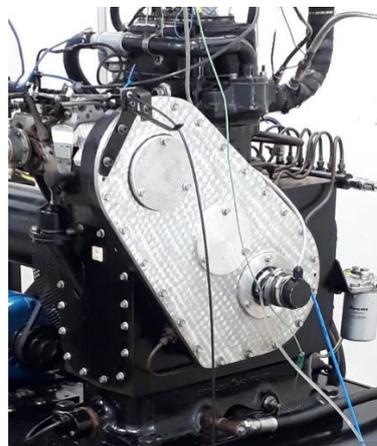


Fonte: Autor, (2018).

3.3.2 Motor de teste

O motor utilizado no experimento foi um motor diesel de quatro tempos monocilíndrico (figura 8), fabricado pela empresa Ricardo. Este motor foi criado especificamente para pesquisa e desenvolvimento. Possui ponto de injeção variável, possibilidade de variação da razão de compressão, além de um projeto robusto.

Figura 8 - Motor de testes



Fonte: Autor, (2018).

Tabela 3 - Especificações do motor de teste

Tipo	Diesel de Quatro Tempos	
Diâmetro do pistão	107	mm
Curso	115	mm
Deslocamento	1034,08	cm ³
Diâmetro da válvula de admissão	45	mm
Diâmetro da válvula de escape	39	mm

Fonte: Autor (2018).

3.3.3 Aparato experimental

A carga e a rotação do motor foram controladas utilizando um dinamômetro de correntes parasitas dotado de controle de velocidade em malha fechada desenvolvido pelo laboratório de motores da UFSM. Possui capacidade de 30 kW a uma rotação de 5500 rpm.

A pressão no cilindro foi medida através de um transdutor de pressão piezoelétrico da marca AVL modelo GH 14 D, juntamente com o seu amplificador.

Os valores de pressão de combustão foram adquiridos através de uma placa de aquisição de dados marca *National Instruments*, modelo NI USB-6351, com resolução de 32-bit e 100 MHz de amostragem. O sinal de pressão foi adquirido de forma sincronizada com a rotação instantânea do virabrequim a cada 0,2° de rotação, medidos por um codificador angular (*encoder*) da marca Hengstler, modelo RI32.

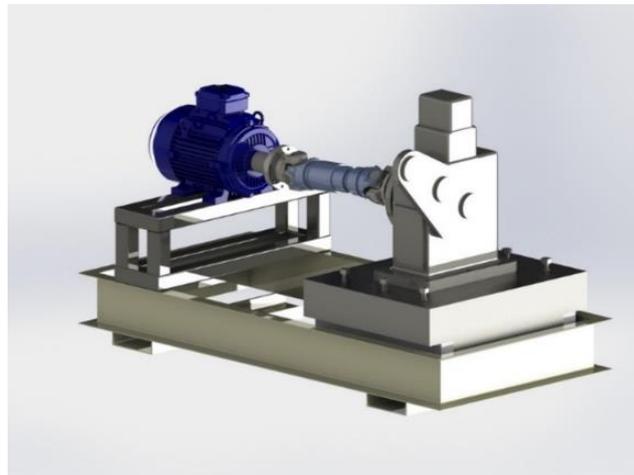
As temperaturas de ar de admissão, gases de escape, arrefecimento e óleo do motor foram monitoradas através de termopares do tipo “K” com faixa de medição de -50°C a 1300°C.

Para o sistema de injeção do biogás foi construído um coletor de admissão que utiliza uma bancada de 4 injetores e sistema de filtragem específicos para uso em sistemas de gás. O gás (biogás neste caso) foi armazenado e pressurizado em um cilindro a uma pressão de 100 bar, que através de um regulador de pressão manteve a pressão da linha em 3 bar. O biogás percorreu a tubulação passando por um medidor de vazão e um filtro até chegar aos injetores, que quando recebem sinais de

pulso de um sistema de gerenciamento eletrônico permitem a passagem do gás para a admissão do motor.

A parte mecânica do *aparato* é composta por uma base metálica e uma massa sísmica suspensa por coxins de borracha, além de uma série de suportes utilizados para fixação de componentes e periféricos do motor. Este conjunto é responsável principalmente pela fixação do motor e do dinamômetro, tendo também como função amenizar vibrações indesejáveis durante a realização dos testes. Este equipamento foi projetado e desenvolvido no laboratório de motores de combustão da Universidade de Santa Cruz do Sul, com base em um modelo comercial fornecido pela empresa *Cussons Technology*, utilizando materiais nacionais e tecnologias disponíveis na universidade. A figura 9 mostra o primeiro esboço da base para testes que foi desenvolvida.

Figura 9 - Primeiro esboço da Base para testes em motores



Fonte: Autor (2018).

3.3.4 Combustíveis de teste

O diesel escolhido para os testes foi S10 (tabela 4), em virtude de possuir um menor grau de enxofre que o diesel S500. Para o diesel S500 tem-se 500 partículas por milhão ppm) de enxofre, já o S10 possui 10 ppm tornando-o menos poluente. Outro fato que influenciou a escolha do diesel S10 foi a o número de cetano, que passou de 42 (S500) para 48 (S10), tornando mais apropriado para a utilização em modo *dualfuel*.

Tabela 4 - Propriedades do diesel utilizado

Propriedades	Diesel S10
Densidade	0,82 - 0,85 a 20 °C; Método NBR-7148
Viscosidade	2,0 - 4,5 cSt a 40°C; Método NBR-10441
Ponto de fulgor	38 °C Mín.; Método NBR 7974
Número de cetano	48
Temperatura de auto ignição	≥ 225°C
Poder calorífico inferior	43 MJ/kg

Fonte: Adaptado de Petrobrás (2018).

O biogás utilizado foi preparado no próprio laboratório, através de uma mistura de gás natural veicular (GNV) e CO₂, com características semelhantes ao biogás obtido da agricultura, com cerca CH₄:65%; CO₂:35%, sem H₂O e sem H₂S (tabela 5). Esta composição foi escolhida com base nos valores encontrados na literatura, pesquisas no mercado nacional e em outros estudos da mesma natureza.

Tabela 5 - Propriedades do biogás utilizado

Propriedades	Biogás
Metano	65%
Dióxido de Carbono	35%
Densidade	0,784 kg / Nm ³
Temperatura de auto ignição	686 °C
Poder calorífico inferior	25,35 MJ/kg

Fonte: Adaptado de Yoon e Lee. (2011).

3.3.5 Injeção do Biogás

Para a injeção de biogás foi utilizada uma bancada de 4 injetores *Magnet Marelli*, modelo IPG 001, utilizados nos veículos FIAT equipados com sistema *tetrafuel*[®]. A adaptação no motor foi feita por meio de um coletor tubular especialmente construído em aço carbono conforme figura 10.

Figura 10 - Coletor de admissão



Fonte: Autor, (2018).

O biogás foi armazenado em um cilindro de alta pressão de 7,8 L e capacidade máxima de pressão de 150 bar, e o controle da pressão da linha de biogás foi feito através de um manômetro com regulador pressão integrado com faixa de medição de 0 a 16 bar.

O controle de tempo de abertura dos injetores foi feito através de um módulo de injeção programável *FuelTech* modelo FT300. O sinal de rotação foi captado por meio de um sensor de efeito Hall posicionado no volante do motor.

3.3.6 Produção do Biogás Sintético

O biogás utilizado nos ensaios foi obtido através da mistura do Gás natural veicular - GNV (composto basicamente de Metano 90%, Etano 6% e Propano 2 %) com dióxido de carbono na proporção de 65% e 35% respectivamente, sendo este um gás sintético bastante próximo da composição média já estudada na literatura.

O processo de mistura foi calculado a partir da equação de estado dos gases ideais.

Equação 16 - Equação de estado dos gases perfeitos

$$PV = mRT$$

Onde:

P - Pressão final;
V - Volume Final;
m - Massa do gás;

T – Temperatura;
R - Constante universal dos gases ideais;

Através dos dados de volume do cilindro, temperatura e pressão foi possível calcular a massa de cada gás, assim obtendo a mistura na proporção desejada. Depois de calculadas as massas de cada gás, o envase foi feito com o auxílio de uma balança digital com capacidade para 15 kg e divisão de 5g e um manômetro com capacidade de medição de até 150 bar. Em média cada garrafa produzida ficou com $900\text{g} \pm 5\text{g}$ de Biogás. O valor da massa de gás em algumas recargas variou em função da temperatura, mas sempre se manteve a proporção de 65% de GVN e 35% de dióxido de carbono.

3.3.7 Condições de teste

O experimento foi realizado em uma rotação fixa de 1800 rpm com as temperaturas de arrefecimento e óleo mantidas em $90\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (temperatura usual nos motores atuais) e condições de carga variando entre 3, 6 e 8 bar de IMEP. As cargas foram impostas por meio da alavanca de aceleração da bomba injetora, responsável por liberar o diesel de acordo com a carga pretendida.

Em um primeiro momento foi executado um ensaio “*baseline*”. Para tanto, foi necessária a construção de um mapa operacional do motor com funcionamento em modo de combustão convencional diesel (CDC), já que o motor possui bomba mecânica de ponto variável. Foram realizados testes variando-se o ponto de injeção entre 342° a 356° , tendo como fator limitante a taxa de aumento de pressão em 20 bar/grau e o coeficiente de variabilidade cíclica em 5%. Com isso pode-se conhecer o ponto de injeção que teve a melhor eficiência. Os pontos de injeção acima mencionados foram referenciados estaticamente, ou seja, refere-se ao momento que a bomba de alta inicia a injeção, não sendo contabilizado o *ignition delay*.

A partir do momento em que se conheceu o ponto de injeção mais eficiente para a combustão CDC iniciou-se a realização dos testes em modo *dualfuel* por fumegação, onde nesta configuração a injeção do combustível de alta reatividade (diesel) foi feita no ponto de maior eficiência. Como o foco do trabalho foi a máxima substituição de diesel por biogás iniciou-se a injeção de biogás na admissão e ao mesmo tempo foi sendo feita a retirada de diesel por debito na bomba mecânica, onde o limite de substituição foi determinado pela variabilidade cíclica da combustão.

Posteriormente aos ensaios feitos por fumegação, a injeção de diesel foi adiantada para 320° e então iniciaram-se os testes em modo *dualfuel* - RCCI. Ainda

foram ensaiados os pontos 330° e 340°. O ponto inicial de 320° foi escolhido devido limitação mecânica na variação de ponto, pois a próxima faixa mais adiantada seria 290°. A aquisição de dados foi feita durante 100 ciclos e os resultados mostrados na sequencia foram os valores médios dos 100 ciclos.

3.3.8 Medição do consumo de combustível

Para a medição do consumo de diesel foi utilizada uma bureta graduada de 50ml com divisões a cada 0,1ml. O sistema conta com duas válvulas de globo que possibilitam a interrupção do consumo do tanque combustível e direciona o consumo para a bureta. Para os testes em com operação em CDC foram feitas 3 medições de 20 ml cada, onde com o auxílio de um cronômetro foram feitas as anotações de tempo (s). Nos ensaios em modo *dualfuel* o valor base de 20 ml foi diminuído em alguns casos, em virtude da alta taxa de substituição.

Para a medição do consumo de biogás foi utilizado um rotâmetro da marca OMEL especialmente desenvolvido para uso com biogás. Possui faixa de medição de 0 a 5 Nm³/h, e divisões a cada 0,1 Nm³/h. Como as condições de calibração foram diferentes das do momento do ensaio, a empresa fabricante do equipamento fornece uma tabela para correção em função da temperatura, pressão e correção em relação ao peso específico da mistura.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O capítulo de resultados mostra a parte de desenvolvimento e construção do aparato experimental através imagens e procedimentos executados, mapa de operação do motor em modo CDC e por fim os testes em modo de operação *dualfuel* (Fumegado) e *dualfuel* (RCCI).

4.1 CONSTRUÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL

A construção do aparato iniciou-se com o desenvolvimento de uma estrutura-base para fixação do motor, dinamômetro e periféricos.

4.1.1 Estrutura metálica para fixação do motor

A estrutura é composta basicamente de um berço construído em viga “u”, sistema de suspensão através de coxins e uma massa sísmica. Esta massa foi construída baseada em um modelo comercial fornecido pela empresa *Cussons Technology*, que é amplamente aplicada para este tipo de motor. O modelo comercial é oferecido em ferro fundido, porém em virtude dos custos de fundição e trabalhos posteriores de usinagem o modelo proposto neste estudo foi readequado para uma construção mais viável em termos financeiros. Foi construída de chapa de aço 3/8 de espessura e preenchida com um traço de concreto específico para sistemas antivibração, neste caso a geometria redimensionada para manter a mesma massa oferecida no modelo comercial. Os coxins utilizados foram dimensionados em função da massa sísmica acrescentando-se o peso do motor e periféricos.

Figura 11 - Processo de soldagem da estrutura e montagem dos coxins



Figura 12 - Finalização do suporte e preenchimento da caixa com concreto



Figura 13 - Estrutura metálica finalizada



Figura 14 - Pintura e testes de pré-montagem do motor



4.1.2 Sistemas arrefecimento e lubrificação

O motor utilizado nos testes trabalha com sistema de bombeamento e condicionamento de óleo lubrificante e fluido de arrefecimento externos. Estes sistemas também tiveram que ser especialmente desenvolvidos. Para o sistema de arrefecimento foi utilizada uma motobomba FAMAC de 1 CV (figura 15), para o ajuste da vazão foi instalado uma válvula de globo na saída da motobomba.

Figura 15 - Motobomba utilizada no sistema de arrefecimento



Para o sistema de bombeamento de óleo foi utilizada uma bomba de um caminhão Mercedes Benz modelo 1313 modificada para acionamento através de um motor elétrico de $\frac{3}{4}$ CV e 900 rpm. Como no veículo a bomba tem a sua pressurização em um alojamento do bloco, para a nova utilização teve que ser confeccionado uma nova peça para servir de alojamento e suporte de fixação. O eixo da bomba também foi modificado para o novo acionamento, uma nova engrenagem foi instalada. Foram instalados anéis *O'rings* e retentores, já que para funcionar de forma externa o sistema não permite vazamentos como na montagem original. As figuras 16 e 17 mostram o processo de modificação da bomba e a finalização do conjunto respectivamente.

Figura 16 - Modificações na bomba de óleo do MB 1313



Figura 17 - Unidade de bombeamento de óleo finalizada



4.1.3 Sistema de transmissão e partida do motor

Para o sistema de partida do motor foi utilizado um motor trifásico de 3 CV e 1800 rpm, acoplado ao volante do motor por meio de polia, correia e suporte de fixação. Este sistema foi fabricado em aço carbono, e conta com sistema que possibilita o ajuste da folga da correia, conforme pode ser visualizado na figura 18.

Figura 18 - Sistema de partida do motor



O sistema de transmissão (ligação entre o motor e o dinamômetro) foi feito através de um eixo cardan, sistema este que também teve que ser montado sobre medida para o motor (figura 19), a partir do dimensionamento em função da rotação e do torque calculado do motor. Foi feita uma seleção entre peças comerciais de veículos e foram utilizadas peças de um eixo cardan de uma Mercedes Bens Sprinter, modelo 311 CDI e também peças de uma Toyota Hilux 2004.

Figura 19 - Eixo cardan confeccionado sob medida para o motor



4.1.4 Arrefecimento e Aquecimento do motor

O sistema de arrefecimento do motor é baseado em um sistema de troca de calor água/água, onde o fluido de arrefecimento do motor circula em um trocador de calor (parte interna) e a troca é feita por meio da circulação de água proveniente de uma torre de resfriamento (parte externa). O controle da temperatura é feito por meio de uma válvula de esfera que restringe o escoamento de água da torre. Já o escoamento do fluido de arrefecimento é controlado por uma válvula termostática instalada no cabeçote do motor. O trocador (figura 20) de calor foi dimensionado para um motor de até 150 kW, o que permite a utilização em outros motores quando necessário.

Figura 20 - Esquemático trocador de calor água/água



Figura 21 - Trocador de calor água/água instalado



Para iniciar o funcionamento do motor de forma mais ágil e em alguns casos estabilizar a temperatura de ensaio foi necessária a instalação de uma resistência de aquecimento no circuito de circulação de fluido de arrefecimento. Nesta etapa foi utilizada uma resistência comercial de 8 kW / 220v (figura 22), instalada em um reservatório que foi confeccionado em aço carbono e fixado na saída da motobomba de arrefecimento.

Figura 22 - Resistência utilizada e reservatório construído em aço carbono



O sistema de lubrificação do motor já conta com resistências para aquecimento do óleo do carter de fábrica, é um sistema de duas resistências duplas de 500w cada, totalizando 2 kW de potência. O acionamento e controle das resistências foi feito de forma manual.

4.1.5 Interface de controle

A interface de controle foi constituída basicamente de um painel de comando, monitores, alavanca de aceleração e uma programação desenvolvida em ambiente *Labview*. Esta parte do aparato fica localizada na parte de fora da célula, e o motor e toda a sua instrumentação pode ser acompanhada de fora da célula através de uma janela de vidro. Através do ambiente *Labview* foi possível controlar o dinamômetro, visualizar gráficos em tempo real e configurar parâmetros de ensaio. Os controles atrelados ao painel de comando são os de acionamento das motobombas de óleo e de arrefecimento, acionamento das resistências elétricas de aquecimento, válvula de liberação do combustível, sistema de partida do motor e dinamômetro. O painel de comando foi construído de forma que a partida do motor só é liberada após o acionamento das bombas (pressão no sistema de lubrificação e arrefecimento), pois caso ocorra algum problema o motor o sistema para instantaneamente como forma de proteção. As figuras 23, 24 e 25 mostram a interface de controle, painel de comando e ambiente *Labview* respectivamente.

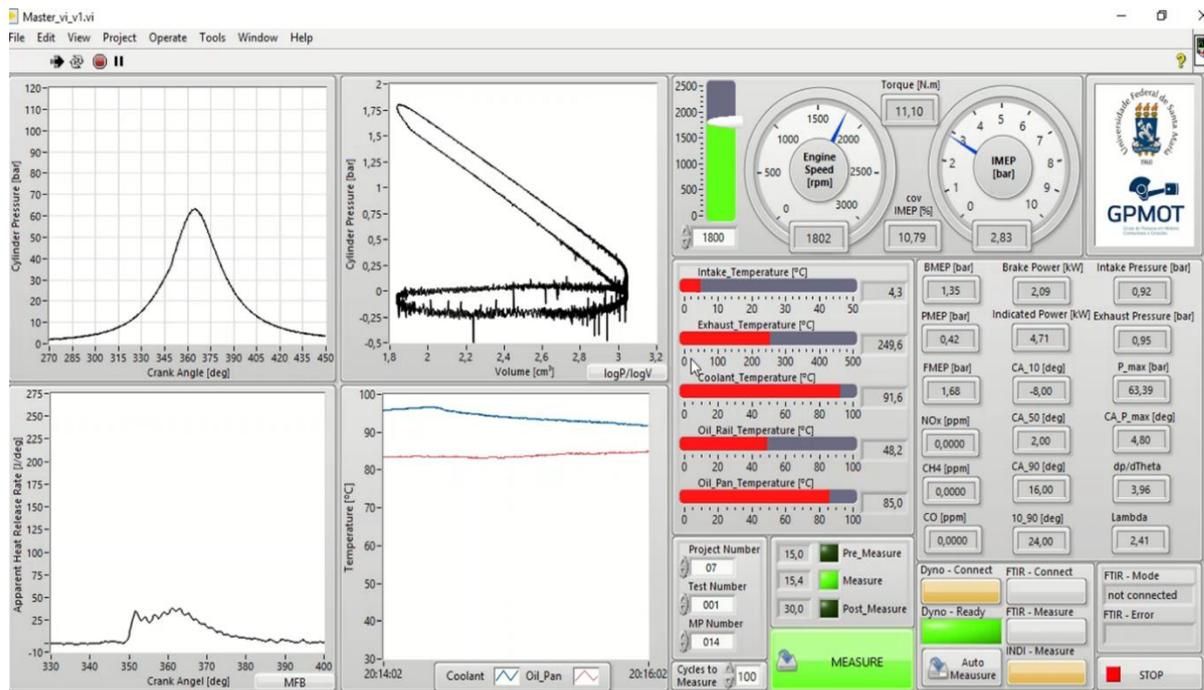
Figura 23 - Interface de controle



Figura 24 - Painel de comando



Figura 25 - Ambiente em Labview



4.1.6 Finalização do Aparato de testes

A figura 26 mostra o aparato experimental já finalizado e montado na célula de testes, é possível verificar os sistemas de exaustão, sistema de escapamento, proteções do eixo cardan e motobombas, além de toda a instrumentação e periféricos instalados.

Figura 26 - Aparato finalizado



4.2 MAPA DE OPERAÇÃO DO MOTOR (DIESEL)

Após a finalização do aparato experimental foram iniciados os primeiros testes do motor operando com diesel. Já nos primeiros pontos ensaiados verificou-se uma grande instabilidade da combustão principalmente em baixas e medias cargas de IMEP, sendo que o covariância do IMEP (COV_{IMEP}) se mostrou muito elevada, em torno de 13%, assim não obtendo precisão nos resultados obtidos. Após algumas análises verificou-se que o problema estava ocorrendo devido a um conflito entre o mecanismo “regulador centrífugo” da bomba de injeção e o sistema de eixo do dinamômetro.

O “regulador/governador” possui um sistema de molas e contrapesos giratórios que atuam através da força centrífuga, ele atua no mecanismo de aceleração da bomba, diminuindo ou aumentando o débito de combustível em função da carga imposta ao motor, para que não haja assim uma mudança brusca velocidade.

Como definição nos parâmetros de ensaio, o dinamômetro foi ajustado para manter a rotação do motor constante em 1800 rpm, neste caso o “regulador/governador” tentou ajustar a rotação e débito em função da carga imposta no motor, mas encontrou uma restrição causada pelo eixo do dinamômetro, gerando instabilidade da combustão.

A fim de solucionar os problemas encontrados foram realizadas algumas modificações no sistema de injeção, iniciando-se pela retirada do sistema de

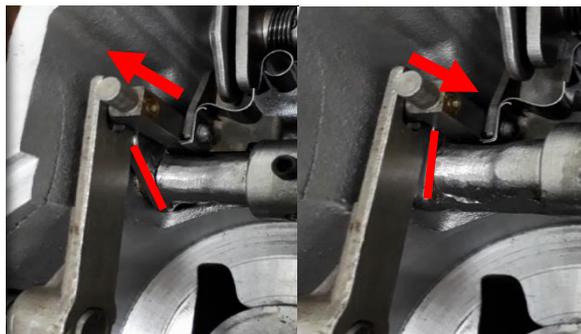
“regulador/governador”. Após esse procedimento foi desenvolvido um novo sistema de atuação diretamente na cremalheira responsável pela liberação do combustível, onde a abertura passou a ser feita por meio de um “came” fabricado e instalado no eixo de aceleração, e o retorno da cremalheira passou a ser feito por uma mola instalada entre a cremalheira e o batente de final de curso.

Após esta modificação, o motor passou a apresentar estabilidade e atingiu valores de COV_{IMEP} abaixo de 2% em todas as condições de cargas impostas, podendo-se então dar continuidade aos ensaios para o mapeamento em modo CDC. As figuras 27 e 28 mostram o came de acionamento e a cremalheira em débito máximo e mínimo respectivamente.

Figura 27 - Came de acionamento da cremalheira



Figura 28 - Cremalheira em débito máximo e débito mínimo



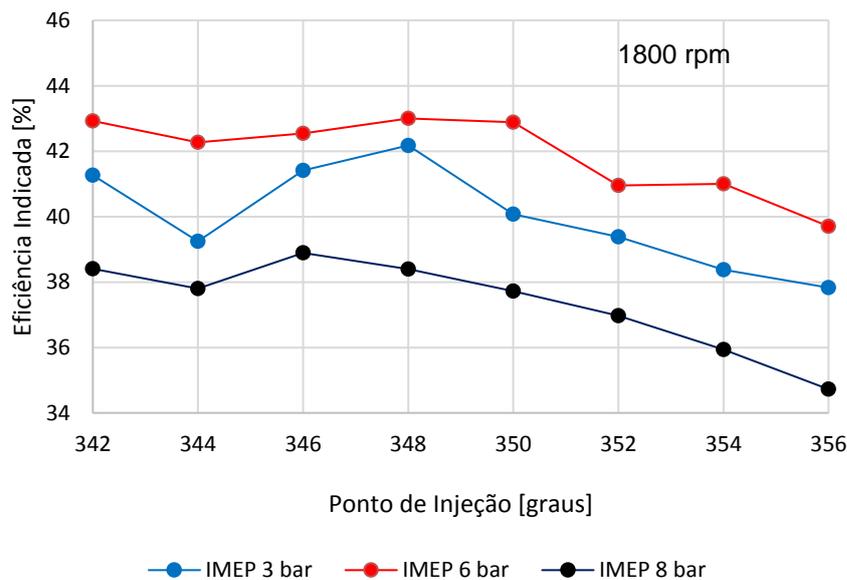
Os ensaios em modo CDC ocorreram conforme parâmetros anteriormente citados no subitem 3.3.7 do capítulo de materiais e métodos. Para estas condições de ensaios, o parâmetro COV_{IMEP} ficou abaixo 2%. Os pontos ensaiados para construção do mapa operacional variaram de 342° a 356° , com intervalos de 2° . Este intervalo foi escolhido em função da “janela” disponível para variação do ponto na bomba injetora. Como parâmetros para avaliação do melhor ponto foram avaliados

critérios como eficiência indicada, eficiência de eixo, ponto de máxima pressão, a FMEP e a PMEP.

Através da figura 29 é possível verificar uma variação na eficiência conforme ocorre uma mudança no ponto de injeção do diesel, isso ocorre porque o ponto de injeção tem influência direta no ponto de máxima pressão, onde para cada situação terá um “ponto” que apresentará o melhor torque de eixo no motor (MBT).

O ponto que apresentou melhor eficiência indicada cobrindo a maior faixa de carga foi o ponto de injeção de 348° (1800 RPM), este ponto também apresentou as menores pressões médias de bombeamento (PMEP), que foram de 0,40, 0,35 e 0,32 bar, os pontos de máxima pressão ocorreram nos ângulos de 6,93°, 7,82° e 9,83° DPMS, para cargas baixas, médias e altas respectivamente.

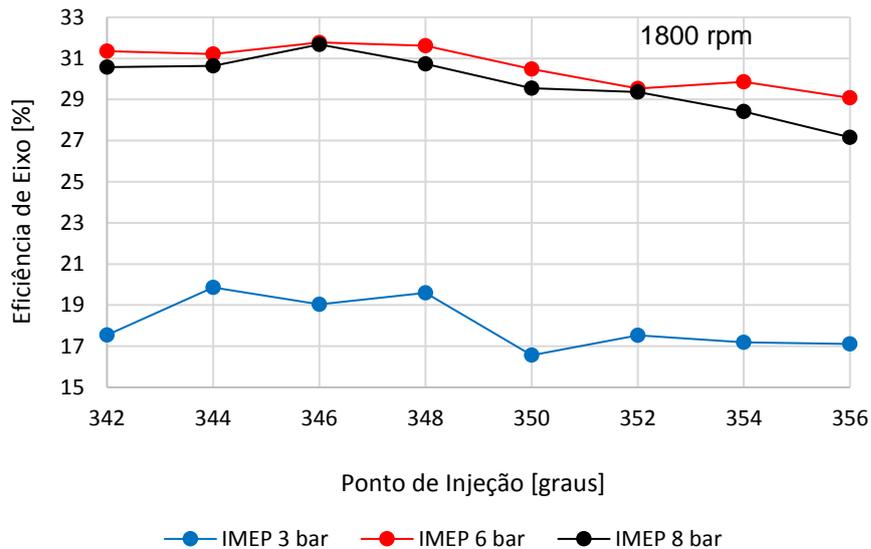
Figura 29 - Eficiência indicada em função do ponto de injeção



Para cargas médias e baixas os maiores valores de eficiência de eixo foram obtidos com o ponto de injeção de 348°. Para cargas altas a melhor eficiência de eixo foi encontrada no ponto de 346° (figura 30). Para o ponto de injeção de 346° as pressões médias de bombeamento (PMEP) foram de 0,34, 0,36 e 0,41 bar, com pontos de máxima pressão ocorrendo nos ângulos de 5°, 6,86° e 8,45° para cargas baixas, médias e altas respectivamente.

Como o ponto de 348° cobriu a maior faixa de operação do motor com maior eficiência de eixo (útil), justifica-se a utilização deste ponto como referência para os ensaios posteriores, tanto em *dualfuel* por fumegação quanto em *dualfuel* RCCI.

Figura 30 - Eficiência de eixo em função do ponto de injeção



Através da figura 30 verifica-se que em cargas baixas (IMEP 3 bar), a eficiência de eixo é substancialmente mais baixa em relação as cargas de IMEP 6 bar e IMEP 8 bar. Isso se deu em função da potência de atrito se manter praticamente constante no motor utilizado, o que potencializa a redução da eficiência em baixas cargas. Outro fator que pode ser associado é o valor da PMEP, que para baixa carga foi de 0,40 bar e para carga alta foi de 0,33 bar.

4.2.1 Escolha do ponto mais eficiente em CDC (Ensaio *Baseline*)

Após análises dos resultados o ponto de injeção escolhido para servir de base comparativa (*Baseline*) foi o de 348°, em função de ser o ponto de maior eficiência que cobriu a maior faixa de cargas.

As figuras 31 e 32 mostram respectivamente os valores de eficiência e de potência obtidos para o ensaio *baseline*.

Figura 31 - Eficiências nas cargas 3,6 e 8 bar de IMEP

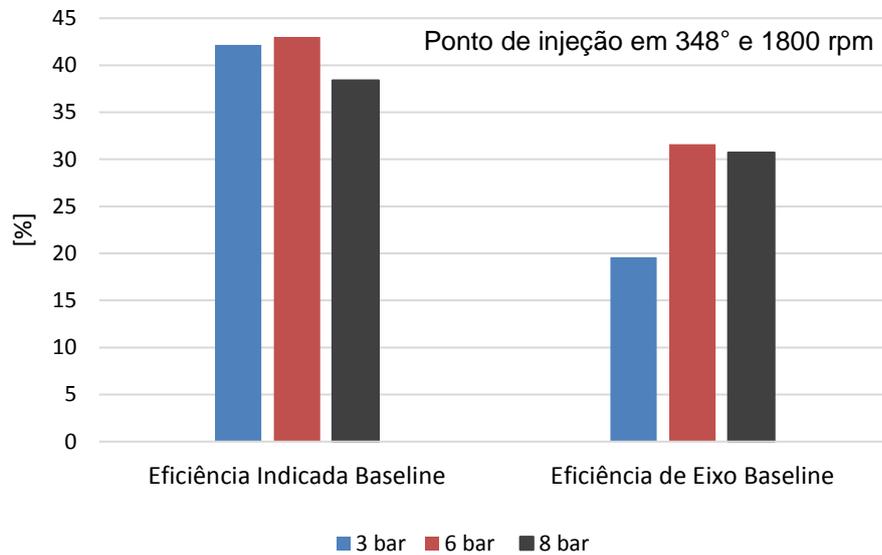
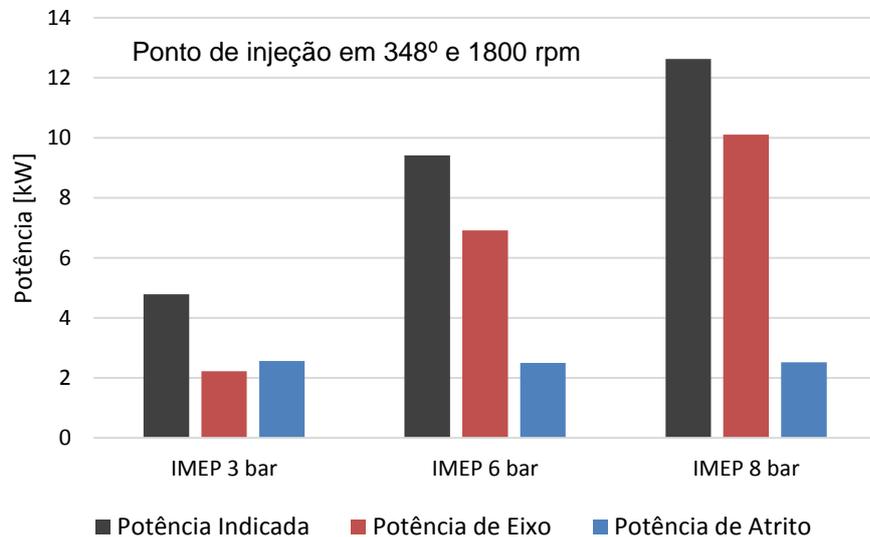
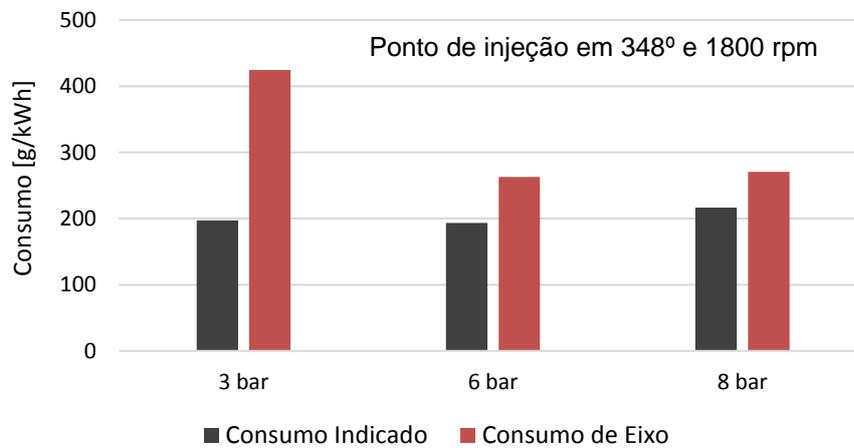


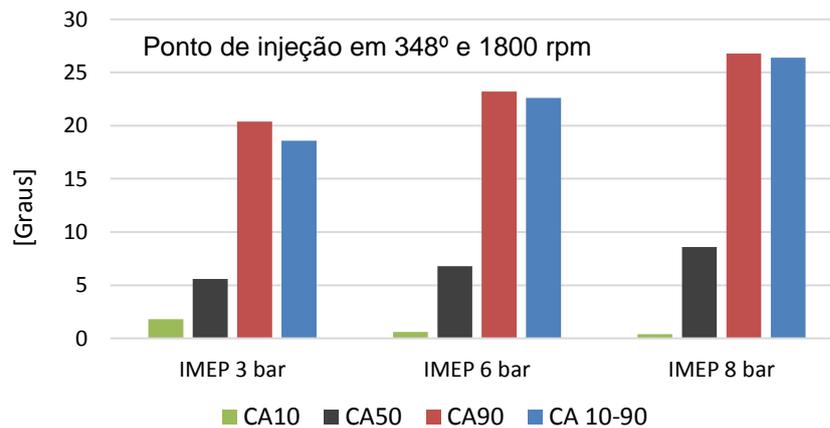
Figura 32 - Potências nas cargas 3,6 e 8 bar de IMEP



A figura 33 mostra o consumo específico indicado e o consumo específico de eixo a partir das 3 cargas ensaiadas, apontando maior consumo específico de eixo para baixa carga. Isso acontece em virtude da potência de atrito se manter praticamente constante em todas as cargas ensaiadas.

Figura 33 - Consumo específico ensaio *baseline*

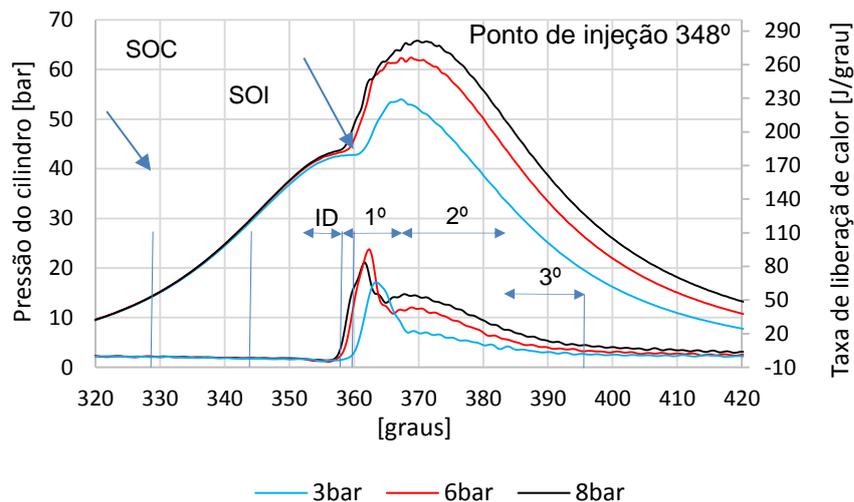
A figura 34 apresenta os valores de duração da combustão em função do ângulo de virabrequim nas três cargas ensaiadas, para valores de 10%, 50% e 90% da massa queimada e os valores de duração da combustão, definido com o intervalo entre 10 e 90% da fração da massa queimada.

Figura 34 - Duração da combustão para o ensaio *baseline*

Através do gráfico acima (figura 34) é possível verificar que a duração da combustão varia em função da carga imposta ao motor, ou seja, quanto maior a carga maior a duração. Isto se dá em função da característica de combustão difusiva presente nos motores à diesel, em que quanto maior é a carga imposta, mais combustível precisa ser injetado e, portanto, maior é a duração desta combustão. Já os atrasos de ignição são maiores em cargas baixas e vão diminuindo conforme a

carga é aumentada. Os parâmetros de início, centro e duração são dados importantes para definir o quão rápida a combustão está acontecendo, quanto mais rapidamente ela ocorrer menor será o calor cedido para a exaustão e, portanto, maior será a eficiência. Os valores de λ para o ponto de injeção em 348° (ensaio *baseline*) ficaram em 3,60, 1,96 e 1,30, nas IMEPs 3,6 e 8 bar respectivamente, estes valores, bem como os valores de duração da combustão serviram de base comparativa para os ensaios posteriores em modo *dualfuel*. A figura 35 mostra os valores de pressão do cilindro e taxa de liberação de calor em função do ângulo de virabrequim para as cargas de 3, 6 e 8 bar de IMEP.

Figura 35 - Pressão no cilindro e taxa de liberação de calor

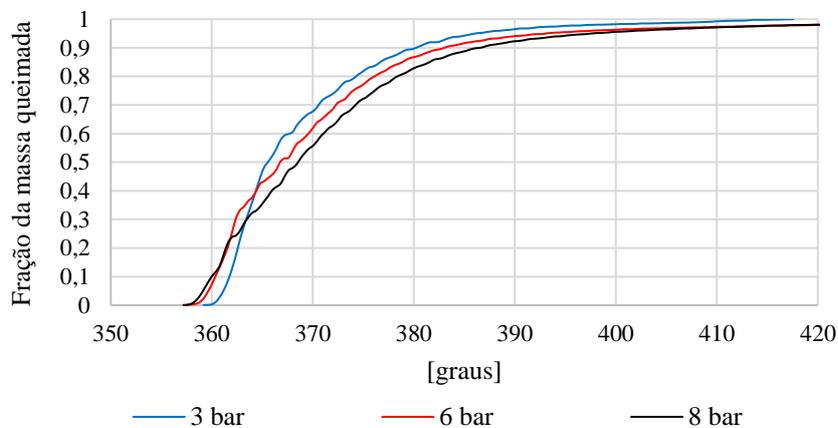


Através da curva de pressão é possível identificar um atraso em graus entre o início da injeção (SOI) e o início da combustão (SOC), isso pode ser identificado pela mudança na inclinação da curva de pressão em função do ângulo. A pressão sobe rapidamente por alguns graus do virabrequim e depois mais lentamente até atingir um valor de pico. Os picos de pressão aconteceram nos ângulos de 7° , 8° e 10° depois do ponto morto superior (DPMS) para as cargas de 3,6 e 8 bar respectivamente. Os dados de liberação de calor mostram uma curva típica dos motores Diesel. Observa-se um curto atraso de ignição entre o início da injeção e o início da combustão. A rápida perda de calor que acontece durante o período de atraso é devida à transferência de calor para o combustível líquido que foi injetado no cilindro,

vaporização, e transferência de calor para as paredes. Através da taxa de liberação de calor também é possível verificar e identificar os três estágios da combustão diesel.

No primeiro estágio (fase de combustão pré-misturada) a taxa de queima é rápida, dura apenas alguns graus de ângulo de manivela e produz um "pico" crescente e decrescente na taxa de liberação de calor, que corresponde ao período de aumento rápido da pressão do cilindro. O segundo estágio (fase de combustão difusiva) produz uma taxa de liberação de calor crescente e decrescente, criando um segundo perfil mais arredondado e com maior duração. Nestes dois estágios até 90% da energia total do combustível é liberada. No terceiro e último estágio (fim da combustão), o restante da energia química do combustível é liberado, sendo resultante da mistura do excesso de ar que não estava envolvido no processo principal de combustão com os gases queimados. A figura 36 mostra a curva da fração da massa queimada para as cargas de 3, 6 e 8 bar de IMEP.

Figura 36 - Fração da massa queimada (MFB)



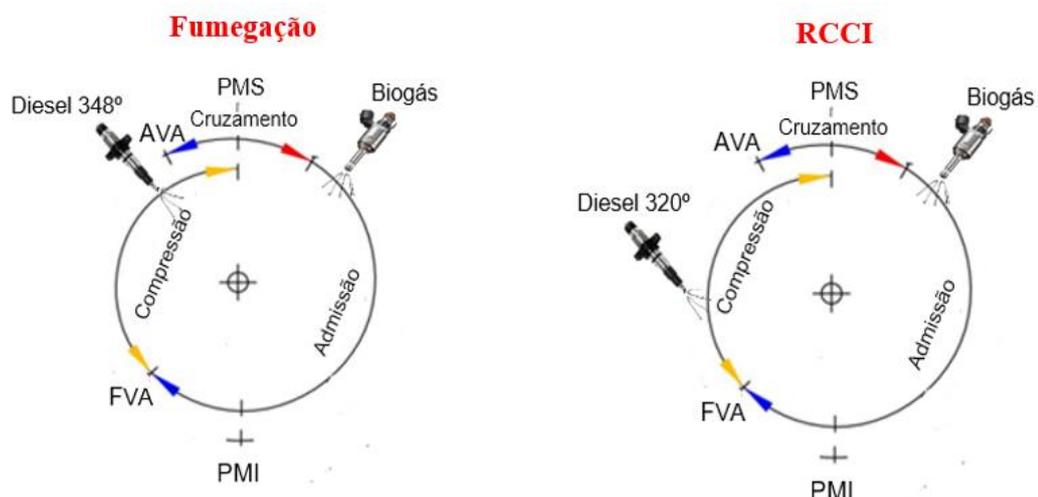
Através dos valores acumulados de liberação de calor e a energia da carga pode-se obter a curva da fração de massa queimada. O ângulo de virabrequim que indica fração onde 50% da massa já foi queimada é um parâmetro utilizado para caracterizar a fase do processo de combustão. Este ângulo pode representar em graus quanto o centro da combustão foi deslocado em relação ao MBT, (para a maioria dos motores fica entre 5 e 8° DPMS) podendo-se comparar o desempenho do motor em diferentes condições de operação. Para o motor testado os valores de CA-50 ficaram em 7°, 8° e 10° nas cargas de 3, 6 e 8 bar de IMEP respectivamente.

4.3 ENSAIOS EM *DUALFUEL* (Fumegação e RCCI)

Os testes em modo *dualfuel* iniciaram com o modo por fumegação, neste caso o diesel foi injetado no ponto de injeção de maior eficiência encontrado para o ensaio “*baseline*” (348°). As cargas testadas foram 3, 6 e 8 bar de IMEP, e a rotação do motor foi mantida em 1800 rpm.

Para os ensaios em modo *dualfuel* RCCI o ponto de injeção do combustível de alta reatividade foi adiantado para 320°, isso foi feito com o intuito de proporcionar tempo suficiente para homogeneização da mistura. O ponto inicial de 320° foi escolhido com base em outros estudos realizados anteriormente e citados na revisão bibliográfica, contudo ainda foram ensaiados os pontos mais atrasados como o de 330° e 340°, porém nestes pontos ainda se observou características da combustão difusiva (diesel). Neste processo foi necessário adiantar a posição da engrenagem de acionamento da bomba injetora de diesel em 15°, esta mudança representou um avanço de 30° em ângulo de virabrequim. Esse processo foi relativamente simples em virtude de a engrenagem possuir graduação e ser “ajustável”. As cargas testadas em modo RCCI foram de 3 e 6 bar de IMEP, e a rotação mantida em 1800 rpm. A carga de 8 bar de IMEP não foi atingida no modo RCCI em função da taxa de aumento de pressão, que neste caso passou dos limites previamente estabelecidos (20 bar/°). A figura 37 mostra um esquemático de funcionamento da injeção do diesel e do biogás nos modelos de combustão por fumegação e combustão RCCI.

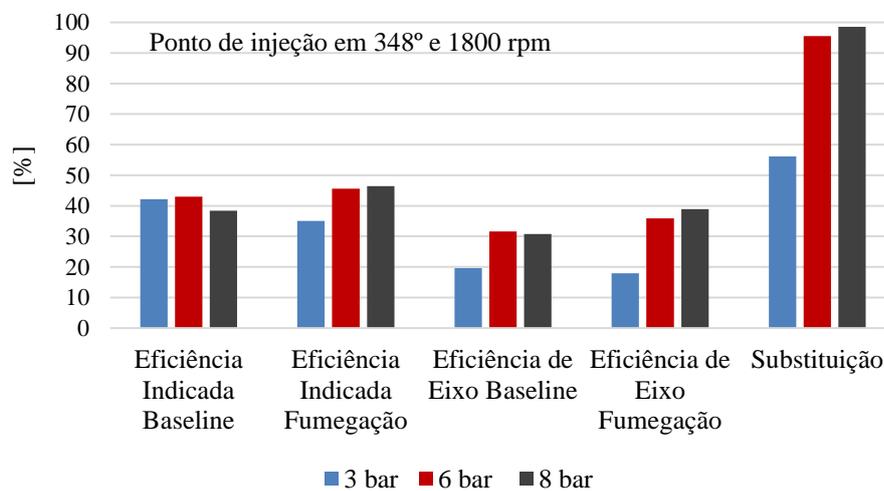
Figura 37 - Esquemático da injeção em *dualfuel* por fumegação e RCCI



Iniciou-se ajustando o valor da carga do motor utilizando somente diesel como combustível até conseguir-se estabilidade das condições de ensaio, a partir deste ponto iniciou-se a injeção de biogás, aumentando o tempo de injeção através do módulo de gerenciamento eletrônico. Com a injeção de combustível gasoso na admissão a carga do motor começou a subir, então iniciou-se a retirada de diesel através da alavanca de aceleração da bomba injetora.

Como o foco foi a substituição máxima, foi retirado diesel até o ponto em que a variabilidade cíclica da combustão chegou nos limites pré-estabelecidos (5% COV_{IMEP}). A partir deste momento a carga desejada foi atingida aumentando o tempo de injeção dos injetores de biogás. Este procedimento foi feito nos ensaios em *dualfuel* por fumação e em RCCI. A figura 38 mostra os valores de eficiência de indicada e eficiência de eixo obtidos nos ensaios em modo *dualfuel* por fumação, comparando-a com a combustão CDC e mostrando também o percentual de substituição de diesel por biogás, em cargas baixas, médias e altas.

Figura 38 - Eficiência e substituição obtidos em *dualfuel* por fumação

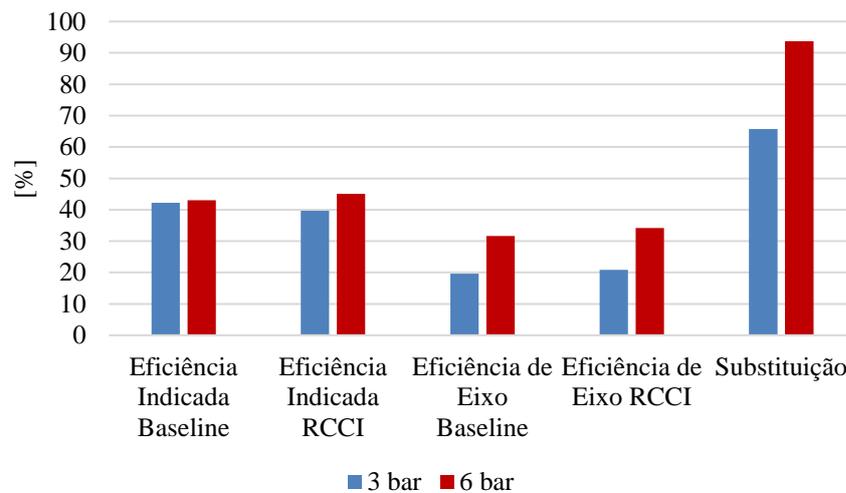


Conforme pode ser verificado na figura 38 a combustão por fumação alcançou, em relação a combustão CDC, maiores eficiências indicadas e de eixo em cargas médias e altas. Isso se deu em função da combustão acontecer de forma mais rápida, perdendo menos calor para a exaustão e gerando proporcionalmente mais trabalho. Isso pode ser verificado através dos dados subsequentes mencionados nas tabelas 6 e 7.

Houve um aumento na eficiência indicada em torno de 8% para carga de 8 bar e cerca de 2,5% para carga de 6 bar. Para a carga 3 bar os valores de eficiência diminuíram em aproximadamente 7%, isso se deu em função da menor substituição alcançada nas cargas baixas, que levou a uma menor eficiência de combustão quando comparada as cargas médias e altas. Para dados de eixo as eficiências aumentaram em 8% para carga de IMEP 8 bar e 4% para a carga de 6 bar, já na carga de 3 bar a eficiência caiu 2%. Os valores de substituição ficaram em 98% para IMEP 8 bar, 95% para IMEP 6 bar e 56% para IMEP 3 bar.

A figura 39 compara os valores de eficiência de indicada e eficiência de eixo entre a combustão *dualfuel* RCCI e a combustão CDC, mostrando também o percentual de substituição de diesel por biogás, em cargas médias e baixas.

Figura 39 - Eficiência e substituição obtidos em modo *dualfuel* RCCI



Conforme pode ser verificado na figura 39, a combustão *dualfuel* RCCI também alcançou, em relação a combustão CDC, maiores eficiências indicadas e eficiências de eixo para a carga de 6 bar. Houve um aumento em torno de 2,5% na eficiência indicada para a carga de 6 bar. Já a carga de 3 bar teve uma redução de 2,5%. Para os valores de eficiência de eixo manteve-se um aumento de 2,5% para a carga de 6 bar e para a carga de 3 bar houve um aumento de 1,2%.

A eficiência é melhorada em grande parte devida a perdas reduzidas de transferência de calor, isso se dá em virtude de a combustão acontecer de forma mais rápida em RCCI, resultando em uma menor perda de calor para o sistema de exaustão

e gerando, proporcionalmente, mais trabalho. Isso pode ser verificado na sequencia através dos dados mostrados nas tabelas 6 e 7.

Os valores de substituição de diesel por biogás ficaram em 94% para IMEP 6 bar e 65% para IMEP 3 bar. Conforme já mencionado o fator limitante da substituição foi a estabilidade da combustão (COV_{IMEP}).

A tabela 6 mostra a comparação entre os valores de duração da combustão (10° - 90°) para as três cargas ensaiadas.

Tabela 6 - Comparativo CA 10-90 entre os modos *baseline*, fumeação e RCCI

IMEP	CA 10-90		
	Baseline	Fumeação	RCCI
3 bar	18,6	27,7	21,4
6 bar	22,6	22,8	18,4
8 bar	26,4	15,8	-

É possível verificar que a duração da combustão no modo *dualfuel* por fumeação é substancialmente menor na carga de IMEP 8 bar em relação a combustão CDC e essa duração foi aumentada conforme a carga foi diminuindo. Isso ocorreu porque com o aumento da carga, maiores percentuais de substituição foram alcançados, e a combustão passou a ocorrer mais a volume constante.

A combustão em RCCI na carga de IMEP 6 bar aconteceu 4,2^o mais rápida em relação a combustão CDC, já para a carga de IMEP 3 bar a combustão teve uma maior duração, aumentou em 2,8^o quando comparada a combustão CDC. Esta maior duração verificada na carga de IMEP 3 bar pode ser justificada pela proporção de combustível de alta reatividade presente na mistura, que nesta carga foi de 35%. Enquanto na combustão CDC quem determina, essencialmente, a duração da combustão é a taxa de injeção de diesel, na combustão RCCI é a própria cinética da reação, uma vez que a mistura já está homogênea quanto atinge autoignição. A autoignição é influenciada neste caso pela pressão, temperatura e homogeneidade da mistura.

A tabela 7 compara os valores de temperatura de admissão e exaustão nos ensaios em modo *dualfuel* e ensaio *baseline* para as três cargas impostas.

Tabela 7 - Temperaturas de admissão e exaustão

IMEP	Temperatura de admissão [° C]			Temperatura de Exaustão [° C]		
	<i>Baseline</i>	Fumegação	RCCI	<i>Baseline</i>	Fumegação	RCCI
3 bar	20	9	8	603	594	247
6 bar	20	11	8	603	597	401
8 bar	21	10	-	604	596	-

Verifica-se uma redução média de 10°C nas temperaturas de admissão no modo *dualfuel*, isso pode ser atribuído à baixa temperatura em que o biogás é injetado na admissão em função de sua expansão após passar pelo redutor de pressão do cilindro (de 100 bar para 3 bar). As temperaturas de exaustão se mantiveram muito próximas às da combustão CDC, o que possivelmente não trará benefícios no tocante a redução de NO_x. Verifica-se uma redução média de 12°C nas temperaturas de admissão no modo *dualfuel* *RCCI*, isso pode ser atribuído à baixa temperatura em que o biogás é injetado na admissão. As temperaturas de exaustão tiveram uma redução 202°C para o ensaio *RCCI* com carga de 6 bar e 356°C para o ensaio *RCCI* com carga de 3 bar, em comparação com a combustão CDC nas mesmas cargas. Isso se dá em virtude de a combustão ser muito mais rápida em *RCCI* (taxa de combustão é controlada pela cinética da reação e homogeneidade da mistura), perdendo menos calor para o sistema de exaustão e gerando, proporcionalmente, mais trabalho. Isso justifica a redução da temperatura da exaustão. A tabela 8 mostra os valores de consumo específico (indicado e de eixo) obtidos nos ensaios em modo *dualfuel* por fumegação e *RCCI*, fazendo um comparativo com o ensaio “*Baseline*”.

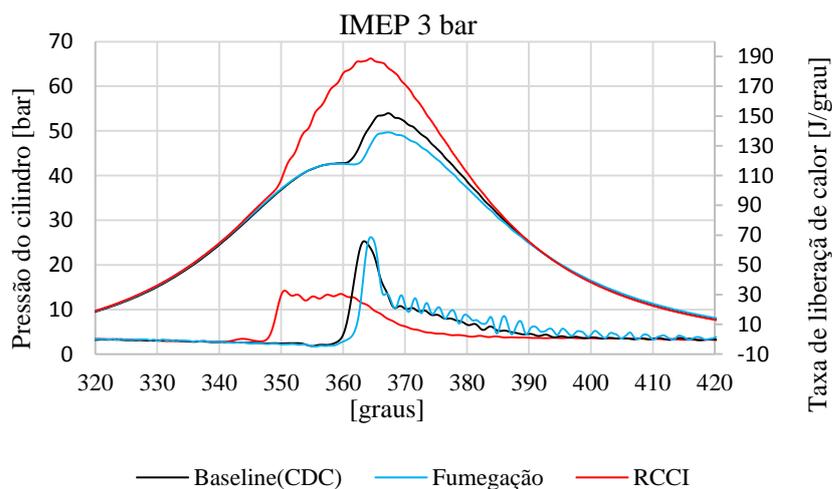
Tabela 8 - Comparativo entre os consumos (Fumegação e *RCCI*)

IMEP	Consumo Específico Indicado [g/kWh]			Consumo Específico de Eixo [g/kWh]		
	<i>Baseline</i>	Fumegação	RCCI	<i>Baseline</i>	Fumegação	RCCI
3 bar	197,12	343,81	312,65	424,30	674,23	595,60
6 bar	193,34	306,05	306,78	263,01	388,39	404,19
8 bar	216,56	303,95	-	270,56	361,99	-

Através da tabela 8 é possível verificar que tanto o consumo indicado quanto o consumo de eixo foram maiores em *dualfuel*, tanto no modo por fumegação quanto no RCCI. Isso já era esperado em função do poder calorífico do biogás ser menor que o do diesel, fazendo com que fosse necessária uma maior quantidade de combustível para manter a demanda de energia (em MJ), necessária para se atingir a carga quando comparado ao diesel. O aumento do consumo específico de eixo para a carga de IMEP 3 bar nos modos *dualfuel* foram substancialmente maiores quando comparado as cargas de 6 e 8 bar. Isso se deu em função de que para manter a estabilidade da combustão em baixas cargas foi necessária uma maior quantidade de diesel.

A figura 40 mostra os valores de pressão no cilindro e taxa de liberação de calor, fazendo um comparativo entre a combustão CDC e os modos de combustão *dualfuel* (Fumegação e RCCI). As condições de ensaio foram carga de IMEP 3 bar, rotação de 1800 rpm, com ponto de injeção de diesel em 348° para o ensaio por fumegação e 320° para o ensaio em RCCI. Nesta condição de ensaio a substituição de diesel por biogás foi de 66% para a combustão em modo RCCI e de 56% para a combustão por fumegação.

Figura 40 - Pressão no cilindro e taxa de liberação de calor



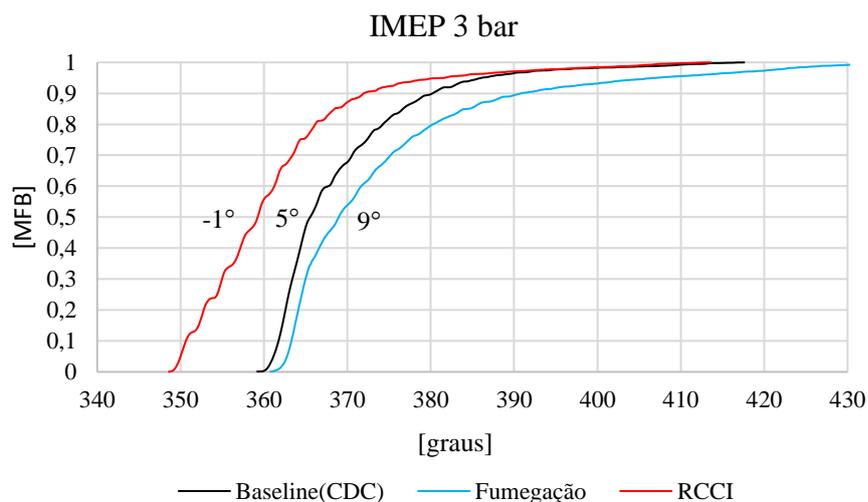
Em relação a pressão no cilindro para o modo RCCI, tem-se uma combustão bastante adiantada quando comparada a combustão CDC, neste ponto já não é mais possível verificar a inclinação na curva de pressão (característica do atraso de ignição da combustão diesel), verifica-se também um aumento de 23% na pressão máxima

de cilindro, passando de 53 bar para 65 bar. O ponto de máxima pressão também foi adiantado em $2,5^\circ$. No ensaio por fumegação a combustão ocorreu ligeiramente atrasada em relação a CDC, levando a uma redução na pressão máxima de combustão, mas de modo geral a curva ficou bastante semelhante ao teste com diesel.

Através do gráfico da taxa de liberação de calor é possível verificar que a combustão em RCCI ocorre cerca de 10° adiantada em relação a combustão CDC, as fases características da combustão diesel já não são mais identificadas, porém a combustão ainda está ocorrendo de forma relativamente lenta, o que já era de se esperar em função da baixa taxa de substituição. No modo de combustão por fumegação as fases da combustão diesel ainda são identificadas, diferenciando-se apenas por um pequeno atraso na ignição quando comparada a combustão CDC. Essas similaridades das curvas podem ser atreladas ao percentual de substituição, que para esta condição foi de 56% (44% de diesel presente na mistura).

A figura 41 mostra um comparativo da fração da massa queimada entre a combustão CDC e os modos de combustão *dualfuel* (Fumegação e RCCI). As condições de ensaio foram carga de IMEP 3 bar, rotação de 1800 rpm, com ponto de injeção de diesel em 348° para o ensaio por fumegação e 320° para o ensaio em RCCI.

Figura 41 - Comparativo da MFB ensaios *dualfuel* e ensaio *baseline*

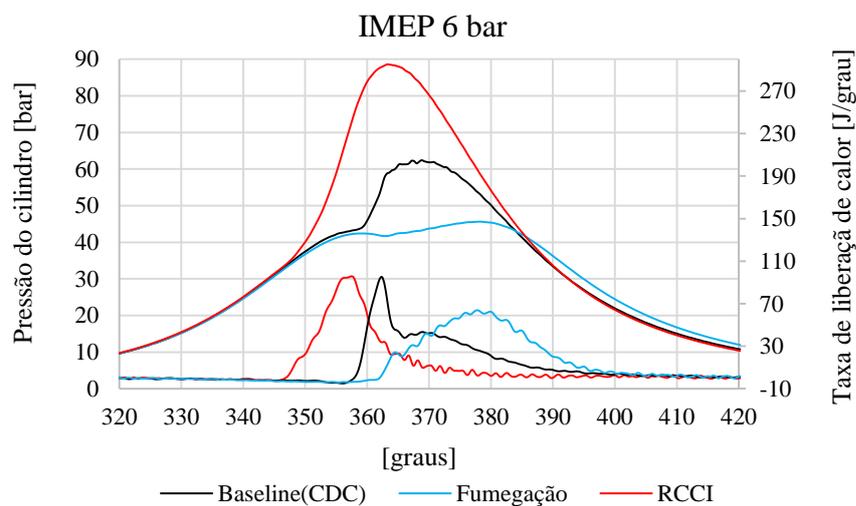


Verifica-se um atraso do CA-50 (50% da massa queimada) para a combustão *dualfuel* de aproximadamente 4° em relação a combustão CDC, levando o CA-50 da combustão *dualfuel* para cerca de 9° DPMS. No ensaio em modo RCCI o CA-50 foi

adiantado em 6° em relação a combustão CDC, levando o CA-50 na combustão RCCI para cerca de 1° APMS. Conforme já mencionado anteriormente os valores típicos desse parâmetro variam de 5 a 8° DPMS, sugerindo que havendo a possibilidade de ajuste, o ponto de injeção pode ser adiantado a fim de ajustar o MBT e obter melhor aproveitamento da energia. Os valores de lambda foram de 3,60 para o ensaio *baseline*, 2,17 para o ensaio em dualfuel por fumegação e 2,39 para o ensaio em RCCI. Os valores de lambda tendem a uma mistura mais rica em combustível no modelo *dualfuel* em função do poder calorífico do biogás, que é bem menor, logo é necessária uma maior quantidade de combustível para manter a carga do motor quando comparado com a combustão CDC.

A figura 42 mostra os valores de pressão no cilindro e taxa de liberação de calor da combustão CDC e dos modos de combustão *dualfuel* (Fumegação e RCCI). As condições de ensaio foram carga de IMEP 6 bar, rotação de 1800 rpm, com ponto de injeção de diesel em 348° para o ensaio por fumegação e 320° para o RCCI. Nesta condição de ensaio a substituição de diesel por biogás foi de 94% para a combustão em modo RCCI e de 95% para a combustão por fumegação.

Figura 42 - Pressão no cilindro e taxa de liberação de calor



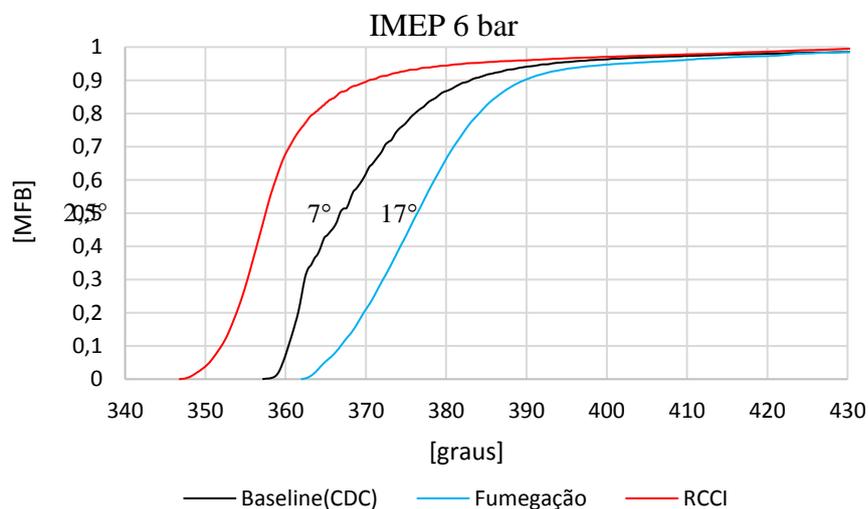
Analisando o gráfico de pressão de combustão para a carga de IMEP 6 bar, verifica-se que a combustão em modo RCCI ocorreu de forma bem mais rápida quando comparada ao ensaio anterior (IMEP 3 bar). A pressão de combustão também

foi aumentada em relação a combustão CDC, passando de 61 bar para 88 bar e o ponto de máxima pressão foi adiantado novamente em 2,5°.

A combustão por fumegação apresentou grandes atrasos de ignição e conseqüentemente uma grande queda na pressão máxima de combustão (de 68 bar para 45 bar). O ponto de máxima pressão foi atrasado em 9°. Altas taxas de substituição reduzem a proporção de combustível de alta reatividade na mistura, isso faz com que o número de cetano da mistura também caia proporcionalmente. Essa diminuição proporcional do cetano aliada ao poder calorífico mais baixo do biogás levou a grandes atrasos de ignição e combustão mais lenta.

O gráfico da taxa de liberação de calor mostra que a combustão em RCCI ocorre novamente adiantada em cerca de 10° em relação a combustão CDC, as fases características da combustão diesel já não são mais identificadas e a combustão já ocorre de forma bem mais rápida, tendendo a uma combustão mais a volume constante, isso já era esperado em função da alta proporção de biogás na mistura. No modo de combustão por fumegação as fases da combustão diesel também não são mais identificadas, mas a combustão é lenta em função da diminuição da pressão de combustão, conseqüência do grande atraso na ignição. A figura 43 mostra um comparativo da fração da massa queimada entre a combustão CDC e os modos de combustão *dualfuel* (Fumegação e RCCI). As condições de ensaio foram carga de IMEP 6 bar, rotação de 1800 rpm, com ponto de injeção de diesel em 348° para o ensaio por fumegação e 320° para o ensaio em RCCI.

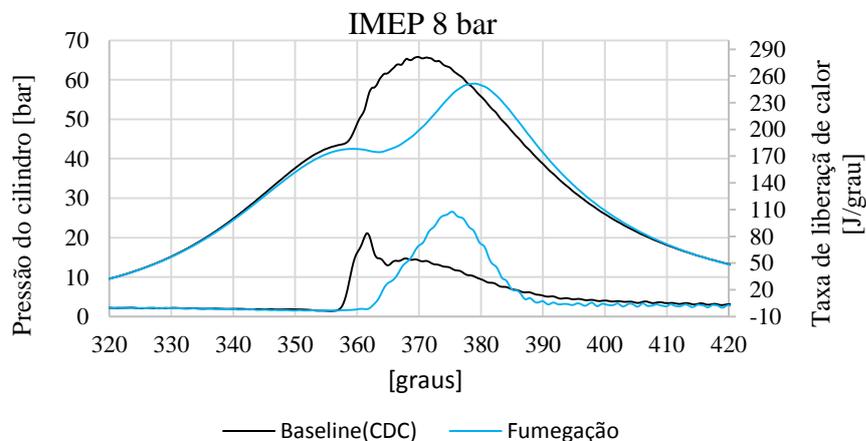
Figura 43 - Comparativo da MFB ensaios *dualfuel* e ensaio *baseline*



Através da figura 43 é possível verificar um atraso do CA-50 para a combustão *dualfuel* de aproximadamente 10° em relação a combustão CDC, levando o CA-50 da combustão *dualfuel* para cerca de 17° DPMS. No ensaio em modo RCCI o CA-50 foi adiantado em $9,5^\circ$ em relação a combustão CDC, levando o CA-50 na combustão RCCI para cerca de $2,5^\circ$ APMS. Havendo possibilidade de ajuste, o ponto de injeção pode ser adiantado a fim de ajustar o MBT e obter melhor aproveitamento da energia. Os valores de lambda foram de 1,30 para o ensaio *baseline*, 1,14 para o ensaio em *dualfuel* por fumação e 1,55 para o ensaio em RCCI. Conforme já mencionado, os valores de lambda tendem a uma mistura mais rica em combustível no modelo *dualfuel* em função do poder calorífico do biogás, que é bem menor, logo é necessária uma maior quantidade de combustível para manter a carga do motor quando comparado com a combustão CDC.

A figura 44 mostra os valores de pressão no cilindro e taxa de liberação de calor, comparando a combustão CDC e a combustão *dualfuel* por fumação para a carga de IMEP 8 bar, para esta condição de carga não foi possível a operação em modo RCCI em virtude da alta taxa de aumento de pressão, que levou ao início de detonação. A substituição de diesel por biogás nesta condição foi de 98% para a combustão por fumação. As condições de ensaio foram com rotação em 1800 rpm, e ponto de injeção de diesel em 348° .

Figura 44 - Pressão no cilindro para o ensaio *dualfuel* e ensaio *baseline*



Analisando o gráfico de pressão de combustão para a carga de IMEP 8 bar, verifica-se que a combustão em modo *dualfuel* por fumação ocorreu novamente

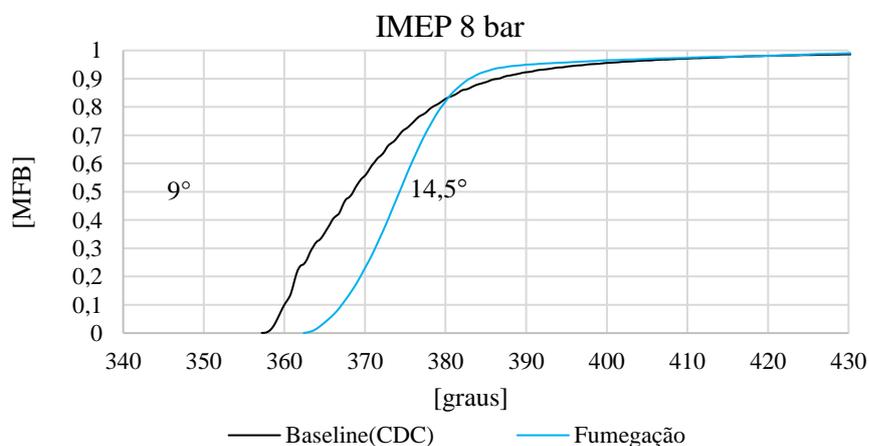
mais atrasada quando comparada com a combustão CDC, este atraso ocasionou uma queda de 7 bar na pressão máxima de combustão, passando de 66 bar para 59 bar, além de um deslocamento de 9° no ponto de máxima pressão, passando de $9,8^\circ$ (ensaio *baseline*), para $18,8^\circ$ no ensaio dualfuel. Estes parâmetros têm influência direta no MBT.

Comparando a taxa de liberação de calor entre a combustão dualfuel por fumegação e a combustão CDC, ela está ocorrendo essencialmente mais a volume constante, como pode ser observado pela menor duração de combustão. A taxa de substituição nesse ponto foi de 98%, isso levou a um menor número de cetano proporcional na mistura, ocasionando os atrasos de ignição.

Observa-se que mesmo com uma taxa de substituição maior em relação ao ensaio anterior (IMEP 6 bar) os atrasos de ignição e a redução do pico de pressão foram menores para este ensaio. Isso se deu pelo fato de que mesmo com uma taxa de substituição alta, a carga de IMEP 8 bar necessitou de uma proporção maior de diesel para se manter estável e neste caso o percentual de cetano proporcional na mistura acabou sendo maior que no ensaio anterior, justificando o menor atraso na carga de IMEP 8 bar.

A figura 45 mostra um comparativo da fração da massa queimada entre a combustão CDC e o modo de combustão *dualfuel* por Fumegação. As condições de ensaio foram carga de IMEP 8 bar, rotação de 1800 rpm, com ponto de injeção de diesel em 348° .

Figura 45 - Comparativo da MFB ensaios *dualfuel* e ensaio *baseline*



A figura 45 mostra um atraso do CA-50 (50% da massa queimada) para a combustão *dualfuel* de aproximadamente 5,5° em relação a combustão CDC, levando o CA-50 da combustão *dualfuel* para cerca de 14,5° DPMS. Havendo a possibilidade de ajuste, o ponto de injeção de diesel pode ser adiantado a fim de ajustar o MBT e obter melhor aproveitamento da energia. Os valores de lambda na carga de 8 bar de IMEP foram de 1,30 para o ensaio *baseline* e de 1,14 para o ensaio em *dualfuel* por fumegação, conforme já mencionado, ocorreu em função da mudança nas propriedades do combustível no instante em que se adicionou biogás na mistura.

4.4 ANÁLISE ECONÔMICA

A análise econômica deste estudo baseou-se nos custos de implantação de um sistema de geração de energia através da utilização do biogás, para uma pequena propriedade rural localizada no interior do município de Rio Pardo - RS, que trabalha com produção de leite e suínos para corte em regime de confinamento. O rebanho é constituído de 20 bovinos da raça Holandesa que produz aproximadamente 500 litros de leite/dia e 40 suínos da raça "Landrace". O manejo dos animais é feito pela própria família (5 pessoas).

A propriedade é constituída de uma casa em alvenaria de aproximadamente 250 m², com 4 quartos, 2 banheiros, sala, cozinha, varanda e garagem para 3 carros. O consumo médio mensal é de 460 kWh, sendo 40% deste consumo se refere aos gastos envolvidos na produção do leite (tanque de resfriamento, ordenhadeira, bomba transferidora, entre outros).

- Tanque de resfriamento de leite: 100 kWh/mês
- Ordenhadeira: 45 kWh/mês
- Propriedade: 220 kWh/mês
- Lavagem dos currais: 50 kWh/mês
- Outros: 35 kWh/mês

Além do levantamento de custos de implantação do sistema, foram comparadas a utilização de um motogerador do ciclo Otto (operando com biogás) e um motogerador diesel operando em modo *dualfuel*. Com relação a produção de dejetos foram considerados as duas diferentes espécies (bovinos e suínos) em regime de confinamento. Com relação a segurança energética, a propriedade conta com um gerador um gerador a diesel da marca BRANCO, modelo BD800E3, que oferece

potência contínua de 7,5 kVA. Este gerador atualmente é utilizado apenas quando há algum tipo de interrupção no fornecimento de energia da concessionária. Para fins de cálculos comparativos foi levado em consideração o custo médio do kWh pago a concessionária no estado do Rio Grande do Sul.

4.4.1 Conversão da energia química em energia elétrica

Para os cálculos de potencial de geração de energia elétrica levou-se em consideração uma eficiência de conversão de 37%, eficiência média de eixo que foi alcançada nos testes em *dualfuel* por fumegação para alta e média carga, e também nos ensaios de média carga em RCCI.

O modelo de combustão *dualfuel* por fumegação cobriu uma maior amplitude de cargas e é considerado de mais fácil implantação (custo mais baixo na adaptação e operação mais fácil). O modelo RCCI também pode ser utilizado desde que a carga não seja um fator limitante (máxima atingida IMEP 6 bar). Considerando a eficiência de eixo do motor de combustão como 37% e a eficiência do gerador elétrico como 68% (WEG, 2019), tem-se uma eficiência final de conversão de 25%.

A vantagem de se trabalhar com motogeradores a diesel em modo *dualfuel* em comparação a um modelo similar do ciclo Otto é a eficiência de conversão. No caso de um motogerador a gasolina (operando com biogás), a eficiência fica em torno de 15%, considerando a eficiência do motor a combustão e a eficiência do gerador (BRANCO, 2019). Fazendo um comparativo com o motogerador a diesel operando em modo *dualfuel* tem-se uma eficiência de conversão 40% maior na operação em modo *dualfuel*. A tabela 9 mostra o potencial de geração de energia elétrica mensal através da queima de biogás em motogeradores, fazendo um comparativo entre a conversão utilizando em primeiro momento um motogerador Otto e em segundo momento um motogerador diesel operando em modo *dualfuel*.

Tabela 9 - Comparativo entre a operação *Dualfuel* e Otto

Número de animais	Otto [kWh/ mês] Suínos	Dualfuel [kWh/ mês] Suínos	Otto [kWh/ mês] Bovinos	Dualfuel [kWh/ mês] Bovinos
20	126	210	352,8	588
40	252	420	705,6	1176

Calza et al (2016) estudou os custos envolvidos na produção do biogás, para isso foi feito um levantamento sobre os diversos modelos de biodigestores existentes, bem como os custos operacionais da produção, que envolveram gastos com manutenção e insumos necessários. Concluiu-se que o modelo de biodigestor mais eficiente para a bovinocultura e suinocultura é o modelo canadense.

A tabela 10 traz os custos totais envolvidos na produção do biogás em R\$/ kWh para a operação em um biodigestor modelo canadense. Nesta fase ainda não estão contabilizados os custos envolvidos na construção do biodigestor, estes valores foram incluídos nos cálculos de *payback*.

Tabela 10 - Custos totais envolvidos na produção do biogás

Número de animais	[R\$/kWh] Bovinos	[R\$/kWh] Suínos
20	0,05	0,050
40	0,03	0,026

Fonte: Calza et al (2016).

Considerando o potencial energético de produção, os custos envolvidos e o valor médio atual pago as concessionárias, foi possível estimar a receita proveniente da produção do biogás para a propriedade estudada, além de comparar a produção através do motogerador Otto e o motogerador diesel operando em modo *dualfuel*.

As tabelas 11 e 12 mostram uma estimativa de receita baseada na produção de biogás proveniente da suinocultura e da bovinocultura respectivamente. Para esta estimativa foi utilizado o valor médio de R\$ 0,50 por kWh (valor médio pago as concessionárias no RS) descontando-se os custos envolvidos na produção.

Tabela 11 - Estimativa de receita através do biogás da suinocultura

Modo de combustão	Número de animais	Receita R\$/mês
[Otto]	40	R\$ 119,45
[Dualfuel]	40	R\$ 199,08

Tabela 12 - Estimativa de receita através do biogás da bovinocultura

Modo de combustão	Número de animais	Receita R\$/mês
[Otto]	20	R\$ 158,76
[Dualfuel]	20	R\$ 264,60

Os valores descritos nas tabelas 11 e 12 demonstram o quanto o produtor deixa de gastar com energia elétrica caso a sua demanda for maior ou igual a energia produzida através do biogás.

Para a propriedade em questão o volume de biogás produzido tem a capacidade de gerar uma receita mensal de aproximadamente R\$ 464,00 com a operação em modo *dualfuel*. Para comparativos, este mesmo volume de biogás traria uma receita de R\$ 278,00 no caso da utilização de um motogerador do ciclo Otto.

Como a demanda média mensal da propriedade é de 460 kWh, o valor pago atualmente é de R\$ 230,00 (considerando apenas o valor base do kWh), mostrando que a produção de biogás além de tornar a propriedade autossuficiente em termos de energia elétrica pode também gerar um crédito mensal de R\$ 234,00 se essa energia for injetada na rede. Essa energia entrará como créditos para o titular da conta e tem um prazo de 60 meses para ser utilizada. Se o titular da conta tiver outra unidade consumidora cadastrada em seu nome a energia excedente injetada na rede também poderá ser utilizada nesta propriedade (ANEEL, 2012).

4.4.2 Custos totais envolvidos na implementação

Para que um motogerador a diesel possa operar em modo *dualfuel* são necessárias algumas adaptações e acessórios. Com relação a injeção de biogás se faz necessária a instalação de um injetor de gás para cada 10 kW de potência do gerador, isso irá variar de acordo com o volume de produção do biogás e a capacidade do gerador. A vazão dos injetores precisa ser controlada em função da carga imposta ao gerador, para isso é necessário um controle eletrônico que monitore a carga do motor e em cima disso ajuste a vazão do biogás e a vazão do diesel de forma sincronizada. No caso da RCCI ainda se faz necessária a implementação de um

sistema que possibilite a alteração do ponto de injeção de diesel, pois a injeção ocorre bem mais adiantada. A composição dos custos deste sistema ainda não foi estudada.

Nos dois modos de combustão dualfuel o motogerador inicia o funcionamento com diesel e após o “start” o sistema de controle inicia a substituição.

Com relação ao armazenamento do biogás se faz necessária a instalação de um compressor e de um reservatório com regulador de pressão que mantenha uma pressão mínima de 3 bar na linha de biogás.

A tabela 13 detalha a lista de equipamentos necessários para a implementação do projeto, bem como os custos envolvidos. Os valores mencionados tomaram com base o ano de 2019. Para uma maior estabilidade nos valores também são disponibilizados os valores equivalentes em dólares.

Tabela 13 - Custos envolvidos na implementação do sistema

Custos da implementação do sistema	Valor unitário (R\$)		Valor unitário (US\$)	
Sistema controle da vazão de combustível e ajuste do ponto (estimado)	R\$	4.000,00	\$	1.069,52
Compressor de ar direto 3,6 PCM	R\$	1.124,00	\$	300,53
Cilindro de GLP P45	R\$	500,00	\$	133,69
Sistema de filtragem do biogás	R\$	640,00	\$	171,12
Injetor Magnet Marelli IPG 002	R\$	115,00	\$	30,75
Biodigestor	R\$	3.000,00	\$	802,14
Total =	R\$	9.379,00	\$	2.507,75

Verifica-se que os custos para implementação são relativamente baixos, os itens com valores mais expressivos são os que ainda não foram desenvolvidos para fins comerciais. Os valores estimados para o sistema de controle de vazão de gás e o sistema de ajuste do ponto tiveram como base o desenvolvimento de uma única peça, sendo que em maiores quantidades o valor pode ficar bem mais acessível.

4.4.3 Custos anualizados e *Payback Time*

Para os custos anualizados de operação foram utilizados os valores citados por Calza, (2016), considerando um custo anualizado de R\$ 900,00. Para os custos de manutenção do gerador foram feitas estimativas em cima dos intervalos de troca de óleo e filtros do motor, sendo que o custo anualizado com a manutenção ficou em torno de R\$ 500,00.

Definidos os custos e as vantagens oferecidas pelo uso do sistema, pode-se então definir o fluxo de caixa e a análise de viabilidade econômica por meio dos seguintes indicadores: Valor Presente Líquido (VPL), Taxa Interna de Retorno (TIR) e Tempo de retorno do investimento (*Payback Time*).

O investimento inicial para implantação foi estimado em R\$ 9.379,00, e os custos anuais do sistema foram de R\$ 1.400,00 com manutenção. O valor presente líquido (VPL) encontrado foi de R\$ 3.458,60, e a taxa interna de retorno (TIR) foi de 3,11% ao mês. O tempo de retorno do investimento ficou em 27 meses. Neste cálculo não foram contabilizados os custos com depreciação do equipamento.

5 CONCLUSÕES

A pesquisa realizada neste trabalho teve como objetivo principal a análise da viabilidade técnica e econômica da aplicação do biogás em motores de ignição por compressão para geração de energia elétrica com operação em modo *dualfuel*. Como objetivos específicos estavam o desenvolvimento de um aparato experimental para desenvolvimento dos testes, análise das características de desempenho com o foco na máxima substituição de diesel por biogás e comparativos entre os resultados da combustão *dualfuel* e os dados *baseline* da combustão convencional. Por fim uma análise econômica deste modelo de combustão foi realizada e as seguintes conclusões foram obtidas:

- a) Comparando-se a combustão *dualfuel* por fumegação com a combustão CDC verificou-se que os valores de eficiência aumentaram em 8% para carga de 8 bar e 2,5% para a carga de 6 bar. Em cargas baixas a eficiência foi reduzida em 7%. Para os valores de eixo a eficiência também foi aumentada em cargas médias e altas, 8% para carga de 8 bar e 4,5% para carga de 6 bar. Em baixa carga a eficiência de eixo foi reduzida em 1,7%. As taxas de substituição alcançadas foram superiores a 95% para cargas médias e altas. Já para cargas baixas o valor ficou em 56%.
- b) Para o modelo de combustão *dualfuel* RCCI os regimes de alta carga (8bar) não puderam ser atingidos em virtude da alta taxa de aumento de pressão e altas pressões de combustão, o que levou ao princípio de detonação. Comparando-se os dados com a combustão CDC verificou-se que os valores de torque e potência não foram penalizados. Os valores de eficiência indicada tiveram aumentos em cargas médias, para carga de 6 bar o aumento foi de 2,5%. Em cargas baixas teve-se uma redução de 2,5%. Já para as eficiências de eixo o aumento foi de 2,62% para a carga de 6 bar e de 1,2% para a carga de 3 bar. As taxas de substituição alcançadas foram superiores a 94% para cargas médias e 56% para cargas.
- c) Os atrasos de ignição foram maiores em todas as cargas testadas para o modelo *dualfuel* por fumegação em comparação com a combustão CDC. Verificou-se que quanto maior é a substituição maior é o atraso. Já a duração da combustão é consideravelmente menor nas cargas médias e altas (altas

taxas de substituição). Para os testes no modelo RCCI a ignição se deu de forma bastante adiantada em relação a combustão CDC (cerca de 10° nas duas cargas testadas), e neste caso foi verificado que o CA-50 estava ligeiramente adiantado, podendo ser ajustado para valores entre 5 e 8° DPMS, e possivelmente obter resultados ainda melhores. A duração da combustão também foi menor, o que levou a menores temperaturas de exaustão.

- d) Para as temperaturas dos gases de escape, os valores para o ensaio *dualfuel* por fumegação se mantiveram os mesmos em todas as faixas de cargas comparando com o a combustão CDC. Já para o modelo de combustão em RCCI as reduções nas temperaturas de escape foram bastante significativas, cerca de 200°C para carga de 6 bar e 350°C para a carga de 3 bar.
- e) Comparando os valores de lambda, nos dois modelos *dualfuel*, (fumegação e RCCI) os valores mostram uma mistura mais rica em relação a combustão CDC, especialmente em cargas baixas, sugerindo um possível aumento nas emissões de HC e CO.
- f) Com relação a análise econômica, em primeiro momento o modelo de combustão por fumegação se mostrou mais interessante, em virtude dos custos de implementação (requer menores adaptações) e possibilidade de alternância entre a combustão CDC e a combustão por fumegação em sistemas com injeção de combustível mecânica.
- g) Analisando os potenciais de geração para propriedade estudada, verificou-se que com o volume de esterco produzido pelos bovinos e pelos suínos diariamente é possível tornar a propriedade autossuficiente no que tange a energia elétrica e ainda gerar um crédito de R\$ 117,00 mensais, que pode ser injetado na rede e utilizado posteriormente.
- h) A operação em modo *dualfuel* pode trazer uma economia 40% maior em termos financeiros se comparada a utilização de motores Otto modificados para operar com biogás, mostrando que o biogás pode ser sim uma fonte de energia a baixo custo na agricultura.

5.1 DIFICULDADES ENCONTRADAS E PROPOSIÇÃO DE TRABALHOS FUTUROS

Teve-se uma limitação operacional pelo fato de o motor de testes contar com sistema mecânico de injeção de diesel, dificultando em relação a variação do ponto de injeção e como consequência a alternância entre o modelo de combustão convencional e o modelo *dualfuel*. Outra grande dificuldade foi o alto custo para fabricação de biogás sintético, em virtude disso o biogás teve que ser produzido no laboratório de forma alternativa, o que resultou em baixos volumes de biogás por recarga e longos períodos entre uma recarga e outra.

Este trabalho possui pontos que podem ser avançados, principalmente com relação a análise de emissões. A instalação de um sistema de injeção eletrônica de diesel possibilita uma maior amplitude de pontos de injeção, traz recursos como múltiplas injeções e pontos mais avançados do mapa de operação. É sabido através da bibliografia estudada que a razão de compressão do motor tem influência direta na carga máxima atingível, então cabe um estudo mais aprofundado neste sentido, objetivando atingir cargas mais altas no modelo de combustão RCCI. Identificou-se também que para uma melhor comodidade na realização dos testes seria de grande valia a instalação de um controlador automático para o acionamento das resistências do arrefecimento e do óleo, bem com a troca das resistências de aquecimento do óleo por um modelo de maior potência. Um sistema eletrônico de medição de combustível também pode ser aplicado, desta forma reduzindo as incertezas desta medição.

5.2 PUBLICAÇÕES REFERENTE AO ESTUDO

Com base nas pesquisas referentes a este estudo, até o momento dois trabalhos foram publicados. No mês de outubro de 2017 foi publicado na Semana de Engenharia de Produção - Sul Americana (SEPROSUL) o artigo intitulado “A SUINOCULTURA COMO FONTE DE ENERGIA RENOVÁVEL - POTENCIAL ENERGÉTICO BRASILEIRO”. No mês de outubro de 2018 foi publicado no IV Congresso Internacional de Gestão, Tecnologia e Inovação (CONIGT) o artigo intitulado “A UTILIZAÇÃO DE BIOGÁS EM MOTORES A DIESEL OPERANDO COM IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO - UMA REVISÃO”. No mês de fevereiro de 2019 um resumo intitulado “ANALYSIS OF THE TECHNICAL VIABILITY OF THE USE BIOGAS

IN COMPRESSION IGNITION ENGINES FOR GENERATING ELECTRICAL ENERGY” foi submetido ao congresso SAE BRASIL 2019, com aprovação abril de 2019.

Pretende-se ainda publicar mais um artigo com os resultados finais desde trabalho, que será enviado a “*Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*”.

Posteriormente a defesa, os testes serão refeitos com objetivo de obter dados de emissões, e com isso pretende-se publicar outro artigo na revista *Fuel* ou *Applied Thermal Engineering*.

REFERÊNCIAS

- ABATZOGLOU, N.; BOIVIN, S. A review of biogas purification processes. **Biofuels, Bioproducts and Biorefining**, v. 3, n. 1, p. 42-71, 2009.
- ABIOGÁS - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE BIOGÁS E BIOMETANO. **Biogás tem potencial equivalente a 25% da energia do país, aponta ABiogás**. São Paulo, 2017. Disponível em: < <https://www.abiogas.org.br/potencial-biogas-canal-energia>>. Acesso em: 20 de dez. 2017.
- ABIOGÁS - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE BIOGÁS E BIOMETANO. **ABiogás comemora resolução da ANP que estabelece regras para controle de qualidade do biometano oriundo de aterros sanitários e ETEs**. São Paulo, 2017. Disponível em: < <https://www.abiogas.org.br/anp-regulamentacao-biometano>>. Acesso em: 25 de jan. 2018.
- ABIOGÁS - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE BIOGÁS E BIOMETANO. **Proposta de Programa Nacional do Biogás e do Biometano PNB**. São Paulo, 2015. Disponível em: <https://docs.wixstatic.com/ugd/e3a792_c21f5cd0dafa4a0997ef62fd84d94806.pdf>. Acesso em: 14 de dez. 2017.
- ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 1585**: Veículos rodoviários - Código de ensaio de motores - Potência líquida efetiva. Rio de Janeiro, jun. 1996. 26p.
- ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14489**: Motor diesel - Análise e determinação dos gases e do material particulado emitidos por motores do ciclo diesel - Ciclo de 13 pontos. Rio de Janeiro, dez. 2000. 41p.
- ABPA - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE PROTEÍNA ANIMAL. **Informativo-Produção de suínos bate recorde**. Brasília, 2016. Disponível em: <<http://www.abcs.org.br/informativo-abcs/2213-producao-de-suinos-bate-recorde>>. Acesso em: 20 de out. 2016.
- ABU-QUDAIS, M.; HADDAD, O.; QUDAISAT, M. The effect of alcohol fumigation on diesel engine performance and emissions. **Energy conversion and management**, v. 41, n. 4, p. 389-399, 2000.
- ALKIDAS, Alex C. Combustion advancements in gasoline engines. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 11, p. 2751-2761, 2007.
- ALVIM, M. J. et al. Sistema de produção de leite com recria de novilhas em sistemas silvipastoris. **EMBRAPA gado de leite**, v. 1, p. 1-10, 2005.
- ANEEL- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Banco de Informações de Geração distribuída no Brasil**. Brasília, 2018. Disponível em:<<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>>. Acesso em: 10 de fev. 2018.

ANEEL- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Resolução Aneel nº 482**, de 17 de abril de 2012. Brasília, 2018. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/area.cfm?idArea=757&idPerfil=27>>. Acesso em: 10 de out. 2018.

ANP - AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. **Resolução ANP Nº 30, de 30.06.2015**. Brasília, DF, 06 de abril 2011. Disponível em <www.anp.gov.br>. Acesso em: 25 jan. 2018

ARROYO, J. et al. Combustion behavior of a spark ignition engine fueled with synthetic gases derived from biogas. **Fuel**, v. 117, p. 50-58, 2014.

AVACI, A. B.; SOUZA, S. N. M.; CHAVES, L. I.; NOGUEIRA, C. E.; NIEDZIALKOSKI, R. K.; SECCO, D. Avaliação econômico-financeira da microgeração de energia elétrica proveniente de biogás da suinocultura. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**. Campina Grande, v.17, n.4, p.456-462, 2013.

BENAJES, J. et al. An assessment of the dual-mode reactivity controlled compression ignition/conventional diesel combustion capabilities in a EURO VI medium-duty diesel engine fueled with an intermediate ethanol-gasoline blend and biodiesel. **Energy Conversion and Management**, v. 123, p. 381-391, 2016.

BENAJES, J. et al. Achieving clean and efficient engine operation up to full load by combining optimized RCCI and dual-fuel diesel-gasoline combustion strategies. **Energy conversion and management**, v. 136, p. 142-151, 2017.

BLEY, Cícero. **Biogás: a energia invisível**. CIBiogás-ER, 2015.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. v.1, Editora Edgar Blucher Ltda., São Paulo, 2012.

BRASIL. Ministério do Trabalho e Emprego. FUNDACENTRO. NHO-08: **Coleta de material particulado sólido suspenso no ar de ambientes de trabalho**. Procedimento técnico. São Paulo, 2009b. 24p.

CALZA, Lana Ferreira et al. Avaliação dos custos de implantação de biodigestores e da energia produzida pelo biogás. **Engenharia Agrícola**, v. 35, n. 6, 2016.

CIBIOGÁS - CENTRO INTERNACIONAL DE ENERGIAS RENOVÁVEIS-BIOGÁS. **Relatório de atividades**. Fóz do Iguaçu, 2016. Disponível em: <https://cibiogas.org/sites/default/files/Rel-2016_CIB%20%28Site%29.pdf>. Acesso em: 18 de jan. 2018.

CHRISTY, P. Merlin; GOPINATH, L. R.; DIVYA, D. A review on anaerobic decomposition and enhancement of biogas production through enzymes and microorganisms. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 34, p. 167-173, 2014.

COELHO, S. T., MONTEIRO, M.B., KARNIOL, M.R., GHILARDI, A. Atlas de bioenergia do Brasil. CENBIO/MME. São Paulo, 2008.

DHOLE, A. E.; YARASU, R. B.; LATA, D. B. Investigations on the combustion duration and ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and producer gas as secondary fuels. **Applied Thermal Engineering**, v. 107, p. 524-532, 2016.

DIVYA, D.; GOPINATH, L. R.; CHRISTY, P. M. A review on current aspects and diverse prospects for enhancing biogas production in sustainable means. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 42, p. 690-699, 2015.

DUGBA, Prince N.; ZHANG, Ruihong. Treatment of dairy wastewater with two-stage anaerobic sequencing batch reactor systems—thermophilic versus mesophilic operations. **Bioresource Technology**, v. 68, n. 3, p. 225-233, 1999.

ELLABBAN, O; ABU-RUB, H.; BLAABJERG, F. Renewable energy resources: Current status, future prospects and their enabling technology. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 39, p. 748-764, 2014.

FANG, W. **An experimental investigation of reactivity-controlled compression ignition combustion in diesel engine using hydrous ethanol**. 2016. Tese de Doutorado. University of Minnesota.

FÁVERO, J. A. et al. Produção suínos. **Concórdia: CNPSA-Embrapa Suínos e Aves**. Disponível em < <http://sistemasdeproducao.cnptia.embrapa.br/FontesHTML/Suinos/SPSuinos/construcao.html> >. Acesso em: 26 jun. 2019, v. 18, n. 11, p. 2008, 2003.

FONSECA, Fernando Sérgio T.; ARAÚJO, ARA; HENDGES, T. L. Análise de viabilidade econômica de biodigestores na atividade suinícola na cidade de Balsas-MA: Um estudo de caso. In: **47º CONGRESSO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ECONOMIA, ADMINISTRAÇÃO E SOCIOLOGIA RURAL (SOBER)**. 2009. p. 1-19.

GANESAN, V. Internal Combustion Engines. 1º ed. New York: McGraw-Hill, Inc., 1995. 540 p.

GARCÍA, Antonio et al. Evaluating the emissions and performance of two dual-mode RCCI combustion strategies under the World Harmonized Vehicle Cycle (WHVC). **Energy Conversion and Management**, v. 149, p. 263-274, 2017.

GOMES, L. P. et al. Indicadores de sustentabilidade na avaliação de granjas suinícolas. **Engenharia Sanitária e Ambiental**, v. 19, n. 2, p. 143-154, 2014.

GOLLADAY, S. W.; WEBSTER, J. R. Effects of clear-cut logging on wood breakdown in Appalachian mountain streams. **American Midland Naturalist**, v. 119, n. 1, p. 143-155, 1988.

HARMON, Mark E. et al. Ecology of coarse woody debris in temperate ecosystems. In: **Advances in ecological research**. Academic Press, 1986. p. 133-302.

HEYWOOD, J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1988.

HEYWOOD, J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 2018.

IBGE - INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. *Estatística da produção pecuária, 2017*. Disponível em: <ftp://ftp.ibge.gov.br/Producao_Pecuaria/Fasciculo_Indicadores_IBGE/abate-leite-couroovos_201701caderno.pdf>. Acesso em: 17 de jun. 2017.

IEA - INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. *Energy Statistics of OECD Countries. Paris, 2014*. Disponível em: <https://www.iea.org/statistics/relateddatabases/energybalancesofoecdcountries/>. Access: 17 de Jan. 2018.

ISSAZADEH, Khosro et al. Diversity of methanogenic bacteria in ecological niches. **Ann Biol Res**, v. 4, p. 36-42, 2013.

JIA, Ming et al. Numerical evaluation of the potential of late intake valve closing strategy for diesel PCCI (premixed charge compression ignition) engine in a wide speed and load range. **Energy**, v. 51, p. 203-215, 2013.

JURY, C. et al. Life cycle assessment of biogas production by monofermentation of energy crops and injection into the natural gas grid. **Biomass and Bioenergy**, v. 34, n. 1, p. 54-66, 2010.

KÁRÁSZOVÁ, M. et al. A water-swollen thin film composite membrane for effective upgrading of raw biogas by methane. **Separation and purification technology**, v. 89, p. 212-216, 2012.

KOMNINOS, N. P.; RAKOPOULOS, C. D. Modeling HCCI combustion of biofuels: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 3, p. 1588-1610, 2012.

KOKJOHN, S. L.; MUSCULUS, M. PB; REITZ, R.D. Evaluating temperature and fuel stratification for heat-release rate control in a reactivity-controlled compression-ignition engine using optical diagnostics and chemical kinetics modeling. **Combustion and Flame**, v. 162, n. 6, p. 2729-2742, 2015.

KOZARAC, D. et al. Experimental and numerical analysis of the performance and exhaust gas emissions of a biogas/n-heptane fueled HCCI engine. **Energy**, v. 115, p. 180-193, 2016.

KWON, E. et al. Performance of small spark ignition engine fueled with biogas at different compression ratio and various carbon dioxide dilution. **Fuel**, v. 196, p. 217-224, 2017.

LEE, S. et al. Membrane separation process for CO₂ capture from mixed gases using TR and XTR hollow fiber membranes: Process modeling and experiments. **Journal of Membrane Science**, v. 541, p. 224-234, 2017.

LI, Jiang et al. Semi-continuous anaerobic co-digestion of dairy manure with three crop residues for biogas production. **Bioresource Technology**, v. 156, p. 307-313, 2014.

LI, J.; YANG, W.; ZHOU, D. Review on the management of RCCI engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 69, p. 65-79, 2017.

LI, Yaopeng et al. Parametric study and optimization of a RCCI (reactivity controlled compression ignition) engine fueled with methanol and diesel. **Energy**, v. 65, p. 319-332, 2014.

MACHADO, D. O. **Análise de desempenho de um motor ciclo Otto com biogás**. 2014. 82 p. Dissertação de Mestrado. Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2014.

MAY, Ian et al. **Reduction of Methane Slip Using Premixed Micro Pilot Combustion in a Heavy-Duty Natural Gas-Diesel Engine**. SAE Technical Paper, 2015.

MENDERA, Krzysztof Z.; SPYRA, Andrzej; SMEREKA, Michał. Mass fraction burned analysis. **Journal of KONES Internal Combustion Engines**, v. 3, n. 4, p. 193-201, 2002.

MME- MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **RenovaBio**. Brasília, 2018. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/web/guest/secretarias/petroleo-gas-natural-e-combustiveis-renovaveis/programas/renovabio/principal>. Acesso em: 15 de fev. 2017.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2013.

MUSTAFI, N. N.; RAINE, R. R.; VERHELST, S. Combustion and emissions characteristics of a dual fuel engine operated on alternative gaseous fuels. **Fuel**, v. 109, p. 669-678, 2013.

MURILLO HERNÁNDEZ, Alberto et al. Exhaust gas recirculation study on dual-fuel methane combustion. 2015.

NATHAN, S. S.; MALLIKARJUNA, J. M.; RAMESH, A. An experimental study of the biogas-diesel HCCI mode of engine operation. **Energy Conversion and Management**, v. 51, n. 7, p. 1347-1353, 2010.

NGES, I. A. et al. Benefits of supplementing an industrial waste anaerobic digester with energy crops for increased biogas production. *Waste management*, v. 32, n. 1, p. 53-59, 2012.

OLIVER, A. P. M.; SOUZA NETO, A. A.; QUADROS, D. G.; VALLADARES, R. E. **Manual de treinamento em biodigestão**. Salvador: Instituto Winrock - Brasil, 2008.

ONU - ORGANIZAÇÃO DAS NAÇÕES UNIDAS. Novo estudo da ONU indica que mundo terá 11 bilhões de habitantes em 2100. Brasil, 2016. Disponível em: <<https://nacoesunidas.org/novo-estudo-da-onu-indica-que-mundo-tera-11-bilhoes-de-habitantes-em-2100/>>. Acesso em: 18 de out. 2016.

OSORIO, F.; TORRES, J. C. Biogas purification from anaerobic digestion in a wastewater treatment plant for biofuel production. **Renewable energy**, v. 34, n. 10, p. 2164-2171, 2009.

PALHARES, J. C. P. Licenciamento ambiental na suinocultura: os casos brasileiro e mundial. **Embrapa Suínos e Aves-Documentos (INFOTECA-E)**, 2008.

PARAWIRA, Wilson. **Anaerobic Treatment of Agricultural Residues and Wastewater-Application of High-Rate Reactors**. Lund University, 2004.

PARK, C. et al. Performance and emission characteristics of a SI engine fueled by low calorific biogas blended with hydrogen. **International Journal of hydrogen energy**, v. 36, n. 16, p. 10080-10088, 2011.

PARK, S.; YOON, S. Effect of dual-fuel combustion strategies on combustion and emission characteristics in reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine. **Fuel**, v. 181, p. 310-318, 2016.

PETROBRAS PETRÓLEO BRASILEIRO S.A. **Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico - FISPQ ÓLEO DIESEL B S10 ADIT**. 2018.

PORPATHAM, E.; RAMESH, A.; NAGALINGAM, B. Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine. **fuel**, v. 87, n. 8-9, p. 1651-1659, 2008.

PRODANOV, C. C., FREITAS, E. C. **Metodologia do Trabalho Científico: Métodos e Técnicas da Pesquisa e do Trabalho Acadêmico**. 2. Ed, Editora Feevale, 2013.

QIAN, Y. et al. Review of the state-of-the-art of biogas combustion mechanisms and applications in internal combustion engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 69, p. 50-58, 2017.

RAKOPOULOS, D. C.; RAKOPOULOS, C. D.; GIAKOUMIS, E. G. Impact of properties of vegetable oil, bio-diesel, ethanol and n-butanol on the combustion and emissions of turbocharged HDDI diesel engine operating under steady and transient conditions. **Fuel**, v. 156, p. 1-19, 2015.

RASSWEILER, Gerald M.; WITHROW, Lloyd. Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards. **SaE transactions**, p. 185-204, 1938.

RCGI - RESEARCH CENTRE FOR GAS INNOVATION - USP. **IEE/USP Mapeia produção de biogás e biometano em São Paulo**. São Paulo, 2016. Disponível em: <<http://rcgi.poli.usp.br/news/?p=664>>. Acesso em: 18 de fev. 2018.

REITZ, R.D.; DURAISAMY, G. Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 46, p. 12-71, 2015.

ROSSETTO, C.; SOUZA, S. N. M.; KLAUS, O. L. Desempenho de motor-gerador de ciclo Otto operado com gasolina e biogás proveniente de suinocultura. **Revista Brasileira de Engenharia de Biosistemas**. São Paulo, v. 8, n. 1, p. 34-42, 2014.

RUIZ, J. A. et al. Biomass gasification for electricity generation: review of current technology barriers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 18, p. 174-183, 2013.

SAHOO, B. B.; SAHOO, N.; SAHA, U. K. Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines - A critical review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 13, n. 6-7, p. 1151-1184, 2009.

SALOMON, Karina Ribeiro; LORA, Electo Eduardo Silva. Estimativa do potencial de geração de energia elétrica para diferentes fontes de biogás no Brasil. **Biomassa e bioenergia**, v. 33, n. 9, p. 1101-1107, 2009.

SCHANDL, H. et al. Decoupling global environmental pressure and economic growth: scenarios for energy use, materials use and carbon emissions. **Journal of Cleaner Production**, v. 132, p. 45-56, 2016.

SENDZIKIENE, E. et al. Impact of biomethane gas on energy and emission characteristics of a spark ignition engine fueled with a stoichiometric mixture at various ignition advance angles. **Fuel**, v. 162, p. 194-201, 2015.

SHAN, X. et al. Effects of EGR rate and hydrogen/carbon monoxide ratio on combustion and emission characteristics of biogas/diesel dual fuel combustion engine. **Fuel**, v. 181, p. 1050-1057, 2016.

SHRESTHA, S.; NARAYANAN, G. Landfill gas with hydrogen addition-A fuel for SI engines. **Fuel**, v. 87, n. 17-18, p. 3616-3626, 2008.

STARR, K. et al. Life cycle assessment of biogas upgrading technologies. **Waste Management**, v. 32, n. 5, p. 991-999, 2012.

STEINBERGER, J. K.; KRAUSMANN, F.; EISENMENGER, N. Global patterns of materials use: A socioeconomic and geophysical analysis. **Ecological Economics**, v. 69, n. 5, p. 1148-1158, 2010.

SUN, Q. et al. Selection of appropriate biogas upgrading technology-a review of biogas cleaning, upgrading and utilization. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 51, p. 521-532, 2015.

TALIBI, M.; HELLIER, P.; LADOMMATOS, N. Combustion and exhaust emission characteristics, and in-cylinder gas composition, of hydrogen enriched biogas mixtures in a diesel engine. **Energy**, v. 124, p. 397-412, 2017.

TAYLOR, C. F. **Análise dos Motores de Combustão Interna**. v.1, 1ª ed. Editora Edgar Blucher Ltda., São Paulo, 1988.

TONG, L. et al. Experimental study of RCCI combustion and load extension in a compression ignition engine fueled with gasoline and PODE. **Fuel**, v. 181, p. 878-886, 2016.

VASSILEV, S. V. et al. An overview of the organic and inorganic phase composition of biomass. **Fuel**, v. 94, p. 1-33, 2012.

XU, G. et al. Potential of reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion coupled with variable valve timing (VVT) strategy for meeting Euro 6 emission regulations and high fuel efficiency in a heavy-duty diesel engine. **Energy conversion and management**, v. 171, p. 683-698, 2018.

YAO, Mingfa; ZHENG, Zhaolei; LIU, Haifeng. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. **Progress in energy and combustion science**, v. 35, n. 5, p. 398-437, 2009.

YILMAZ, I. T.; GUMUS, M. Investigation of the effect of biogas on combustion and emissions of TBC diesel engine. **Fuel**, v. 188, p. 69-78, 2017.

YOON, S. H.; LEE, C. S. Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas - biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine. **Fuel processing technology**, v. 92, n. 5, p. 992-1000, 2011.

ŽÁK, M. et al. Single-step purification of raw biogas to biomethane quality by hollow fiber membranes without any pretreatment-an innovation in biogas upgrading. **Separation and Purification Technology**, 2018.

ZHANG, Z. H.; CHEUNG, C. S.; YAO, C. D. Influence of fumigation methanol on the combustion and particulate emissions of a diesel engine. **Fuel**, v. 111, p. 442-448, 2013.

WERC - WISCONSIN ENGINE RESEARCH CONSULTANTS. **Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI)**. Madison, 2018. Disponível em: <<https://www.werc.com/services/rcci/>>. Acesso em: 15 de nov. 2017.

WEG – **Alternadores para grupos geradores, 2019**. Jaraguá do Sul - SC / Brasil.